



Jessica Lea de Bono Mesquita

Licenciatura em Ciências da Engenharia Química e
Bioquímica

Otimização energética de uma central de Cogeração – Adição de um Chiller de Absorção

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia
Química e Bioquímica

Orientador: Engenheiro António Correia, SCC
Co-orientador: Prof. Doutor Mário Eusébio, FCT-UNL

Júri:

Presidente: Prof. Doutora Isabel Maria Rôla Coelho

Arguente(s): Prof. Doutor Manuel Luís de Magalhães Nunes da Ponte

Vogal(ais): Engenheiro António Manuel Martinho Lopes Correia



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Setembro 2017



Arguente(s): Prof. Doutor Manuel Luís de Magalhães Nunes da Ponte

Jessica Lea de Bono Mesquita

Licenciatura em Ciências da Engenharia Química e
Bioquímica

Otimização Energética de uma Central de Cogeração – Adição de um chiller de absorção

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia
Química e Bioquímica

Orientador: Engenheiro António Correia SCC
Co-orientador: Professor Mário Eusébio, FCT-UNL

Júri:

Presidente: Prof. Doutora Isabel Maria Rôla Coelho
Vogal: Engenheiro António Manuel Martinho Lopes Correia



Setembro, 2017

Otimização Energética de uma Central de Cogeração – Adição de um chiller de absorção

Copyright © Jessica Lea de Bono Mesquita, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

"It is hard to fail, but it is worse never to have tried to succeed"

Theodore Roosevelt

Agradecimentos

A realização desta dissertação, e os últimos 5 anos da minha vida como estudante, contaram com importantes apoios e incentivos de pessoas que para sempre estarão comigo, e sem os quais não se teria tornado uma realidade. Ao Engenheiro António Correia da Sociedade Central de Cervejas e Bebidas, agradeço a orientação, a disponibilidade em ajudar e acima de tudo a confiança que depositou em mim quando me pediu para fazer este estudo.

Também quero deixar um especial agradecimento à Engenheira Sandra Borges, por todo o conhecimento transmitido e por ter confiado em mim para diversos projetos na SCC.

Ao professor Mário Eusébio, pela sua orientação, paciência, apoio e disponibilidade total, por toda a sabedoria transmitida, por toda a ajuda, e principalmente por todas as vezes que me fez questionar o meu trabalho e mostrou-me que conseguia fazer melhor, eu sei que não sou fácil, um obrigada não chega por tudo o que fez por mim.

Aos meus estagiários preferidos, sem vocês esta viagem não tinha sido metade do que foi, e sei que saio daqui com amigos fortes e que estimo muito.

Ao Engenheiro David Paulo por todos os conselhos dados para a realização desta dissertação, bem como por todo o tempo que dispôs para me ajudar e corrigir o meu trabalho.

Não podia deixar de agradecer às pessoas que me acompanharam nos últimos 5 anos, de perto ou de longe, desde o início ou não e sem nunca esquecer de mim, a vocês obrigada! Em especial às minhas amigas Catarina Pires, Catarina Rodrigues e Catarina Nunes, à Mafalda Duarte, Patricia Galan, João Mendes, Tiago Bernardo, Vitor Rodrigues e João Serrabulho entre outros que não vou dizer o nome mas que sabem quem são, são pessoas que sempre estiveram lá a torcer por mim, tanto nos bons como nos maus momentos, obrigada pelo ombro amigo, pela força e apoio e por me levantarem e me ajudarem nos momentos difíceis.

Por último, agradeço aos meus pais, Sharon Mesquita e João Predo Mesquita, e ao meu irmão Johnny. Pela força que me deram, por toda a paciência nos meus piores momentos, pelos sacrifícios feitos por mim. Sem vocês nada disto seria possível.

Este último obstáculo, este último trabalho, é dedicado a todos vocês! Porque sei que se não fossem vocês esta etapa não teria sido nada do que foi.

OBRIGADA!

Resumo

Cada vez mais existe um sentido de racionalização e otimização energética nas indústrias, que passa pelo uso de tecnologias que combatam o desperdício de energia e reduzam a emissão dos gases com efeito de estufa para a atmosfera. É neste contexto que surge o conceito de cogeração e a sua aplicabilidade nas grandes indústrias.

A unidade de cogeração da Sociedade Central de Cervejas e bebidas nos últimos anos tem vindo a apresentar valores de rendimento elétrico equivalente e de poupança em energia primária abaixo dos valores ótimos para ser considerada de elevada eficiência. Esta redução deve-se essencialmente à falta de aproveitamento da energia térmica produzida.

O principal objetivo desta dissertação é uma otimização energética, através da implementação de um chiller de absorção na central de cogeração, transformando-a numa central de trigerção, conduzindo a uma melhoria significativa do seu rendimento.

Foram analisados os dados relativos ao consumo de vapor na fábrica, determinando, assim, a quantidade de vapor disponível para aproveitamento do chiller. Uma vez conhecida a energia disponível procedeu-se ao dimensionamento do chiller. Foram considerados os seguintes cenários de aproveitamento energético, 1º Cenário - aproveitamento da energia disponível mensalmente (sem considerar a pós combustão); 2º cenário - aproveitamento da energia disponível mensalmente (considerando a pós combustão) e 3º cenário - aproveitamento da energia de acordo com a capacidade máxima do chiller (igual à energia máxima disponível) e calcularam-se os novos rendimentos respetivos. Realizou-se, ainda, uma consulta de mercado e no fim determinaram-se os índices de rentabilidade do projeto de forma a perceber a sua viabilidade.

A implementação de um chiller de absorção de efeito simples na unidade de cogeração permite, em média, aumentar o rendimento elétrico da instalação em cerca de 11% para o 1º cenário, 13% para o 2º cenário e de 18% para o 3º cenário, conduzindo a um aumento da poupança em energia primária. A unidade de trigerção passa a ter a classificação de elevada eficiência, para qualquer um dos cenários. Tanto a nível energético como a nível económico, o 3º cenário é o mais vantajoso, sendo o valor do rendimento elétrico equivalente superior a 70% e a poupança em energia primária superior a 20%. O valor atual líquido é de 440k€, cerca de 87% do valor do investimento inicial e tem um período de retorno do investimento de 2,3 anos.

Palavras-Chave: Otimização Energética, Cogeração, Trigerção, Chiller De Absorção, Eficiência Energética

Abstract

Increasingly there is a sense of rationalisation and energy optimization in industries, through the use of technologies that combat energy wastage and reduce the emission of greenhouse gases into the atmosphere. It is in this context that the concept of cogeneration and the applicability in your large industries arises.

The cogeneration unit of *Sociedade Central de Cervejas e Bebidas* in recent years has been presenting equivalent electric efficiency values and savings in primary energy below the optimal values to be considered of high efficiency. This reduction is mainly due to the lack of exploitation of the thermal energy produced.

The main objective of this dissertation is a energy optimization, through the implementation of an absorption chiller in the cogeneration plant, turning it into a trigeneration plant, leading to a significant improvement in its yields.

Steam consumption data were analysed, thus determining the amount of steam available to for use of the chiller. Once the available energy was known, the scaling of the chiller was carried out. The following scenarios of energy utilization were considered, 1st scenario – use of the monthly available energy (without considering post-combustion), 2nd scenario – use of monthly available energy (considering post-combustion) and 3rd scenario – energy use according to the maximum chiller capacity (equal to the maximum available energy), and each of their yields were calculated. A market consultation was also carried out and later on the profitability indexes of the project were determined in order to perceive its viability.

The implementation of a simple effect absorption chiller in the cogeneration plant allows an average increase to the electric efficiency of the installation in about 11% for the first scenario, 13% for the second scenario and 18% to the third scenario, leading to an increase in primary energy savings. The trigeneration unit is now classified as a high efficiency installation for any of the scenarios. In both energy and economic terms, the 3rd scenario is what presents itself as being the most advantageous, being the value of the electric equivalent income exceeding 70% and primary energy savings of more than 20%. The net present value is 440k €, about 87% of the value of the initial investment and has a payback period of 2.3 years.

Keywords: Energetic Optimization, Cogeneration, Trigenaration Absorption Chiller, Energy Efficiency.

Índice

1. Enquadramento e Motivação	1
1.1 Apresentação da Empresa	7
1.1.1 Grupo Sociedade Central de Cervejas e Bebidas	7
1.1.2 Produção de Cerveja	9
1.1.3 Sistema de cogeração na SCC	12
2. Introdução	15
2.1 Cogeração	15
2.1.1 Parâmetros que caracterizam Sistemas de Cogeração	17
2.1.2 Sistemas de Cogeração	19
2.2 Trigeração	26
2.2.1 Sistemas de Trigeração	27
3. Metodologia	37
4. Discussão de Resultados	43
4.1 Pontos Críticos na Cogeração	43
4.2 Análise da adição de um chiller de absorção	46
4.3 Avaliação económica	54
5. Conclusões	61
6. Bibliografia	65
7. Anexos	69
7.1 Anexo 1 – Propriedades	69
7.2 Anexo 2	72

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Esquema De Desenvolvimento Sustentável.....	1
Figura 1.2 - Potência Instalada De Produção Combinada De Energia Elétrica E Energia Térmica Em Portugal Até 2014. (Fonte: Eurostat, Dados De Potência Térmica Anteriores A 2009 Não Disponíveis) [8].....	2
Figura 1.3 - Quantidade Percentual De Combustível Utilizado Na Cogeração Em Portugal Até 2014 (Fonte: Eurostat)[8]	3
Figura 1.4 – Produção Em Regime Especial (Pre) Em Portugal, Dados De Erse [9]	4
Figura 1.5 - Evolução Da Garrafa Sagres.	8
Figura 1.6 - Portfólio Do Grupo Sociedade Central De Cervejas E Bebidas.	8
Figura 1.7 – Processo De Fabricação De Malte E De Cerveja.	11
Figura 2.1 – Princípio De Um Central De Cogeração [27]	15
Figura 2.2 - Cogeração Vs. Produção Separada De Energia Elétrica E Térmica. Eficiência [27]	16
Figura 2.3 - Vista Longitudinal De Uma Turbina A Gás.	19
Figura 2.4 - Representação Esquemática De Um Sistema De Cogeração Com Turbina A Gás E Caldeira Recuperativa.....	20
Figura 2.4 - Representação Esquemática De Um Sistema De Cogeração Com Turbina A Vapor [27]	21
Figura 2.5 - Ciclo De Otto Em 4 Tempos.	21
Figura 2.6 - Ciclo De Diesel Em 4 Tempos.	22
Figura 2.7 – Princípio De Um Sistema De Cogeração Com Ciclo De Rankine Orgânico [27]. ..	22
Figura 2.8 – Princípio De Funcionamento De Um Pilha De Combustível (H ₂)	23
Figura 2.9 – Esquema Simples De Trigerção (Adaptado [27])	26
Figura 2.10 - Elementos De Um Sistema De Trigerção (Adaptado [27])	26
Figura 2.11 - Ciclo De Refrigeração.	27
Figura 2.12 – Ciclo De Absorção Para Um Chiller De Absorção De Efeito Simples (Par De Trabalho Libr – H ₂ O)	30
Figura 2.13 - Diagrama De Pressão E Temperatura Para Um Chiller De Absorção De Libr-H ₂ O Efeito Simples (Adaptado [50])	31
Figura 2.14 - Funcionamento De Um Chiller De Adsorção	35
Figura 2.15 - Capacidade De Refrigeração De Um Chiller (Adaptado [55,57])	35
Figura 2.16 - Origem De Calor Residual E Tecnologia De Refrigeração Indicada (Adaptado [55]).	36
Figura 3.1 – Representação Esquemática Por Fases Da Metodologia Utilizada.	37
Figura 4.1 - Rendimento Elétrico Equivalente Nos Últimos Anos.	43
Figura 4.2 - Capacidade Do Gerador Em Função Da Temperatura De Entrada Do Ar.....	44
Figura 4.3 - Energia Térmica Produzida E Disponível Na Cogeração Para 2015	45

Figura 4.4 - Energia Térmica Produzida E Disponível Na Cogeração Para 2016.....	45
Figura 4.5 - Efeito Da Temperatura Do Gerador No Cop E Na Pressão.	48
Figura 4.6 - Diagrama Pressão- Temperatura De Um Sistema De Absorção De Efeito Simples (Adaptado [50,58]).	50
Figura 4.7 - Gráfico De Dühring Para O Ciclo De Solução Libr	51
Figura 4.8 - Aproveitamento Energético Dos Diferentes Cenários Estudados Considerando O Mínimo E Máximo De Necessidade De Água Gelada.	51
Figura 4.9 - Comparação Dos Ree Médios Anuais Da Instalação Antes E Depois Da Adição Do Chiller, De Acordo Com As 3 Análises.	52
Figura 4.10 - Temperatura Média Máxima Do Ar Nos Anos De 2015 E 2016.	53
Figura 4.11 - Comparação Da Pep Média Anual Da Instalação Antes E Depois Da Adição Do Chiller, De Acordo Com As 3 Análises.	54

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Vantagens E Desvantagens Da Cogeração.....	16
Tabela 2.2 - Características De Operação E De Custos Das Principais Tecnologias De Cogeração (Adaptado [38, 39,40]).....	24
Tabela 2.3 – Vantagens E Desvantagens Dos Diferentes Tipos De Tecnologias De Cogeração (Adaptado) [39].	25
Tabela 2.4 - Comparação Entre As Tecnologias De Arrefecimento (Adaptado [1,44,45]).....	36
Tabela 3.1 - Parâmetros De Projeto Para O Chiller De Absorção Do Tipo Libr-H ₂ O	39
Tabela 3.2 - Propriedades Termodinâmicas De Cada Ponto Do Ciclo.	39
Tabela 3.3 - Considerações Iniciais Para O Cálculo Da Entalpia Em Cada Ponto Do Ciclo.	41
Tabela 4.1 – Rendimentos Médios Da Instalação Nos Últimos 3 Anos.	46
Tabela 4.2 - Dados Termodinâmicos Para Um Chiller De Absorção De Libr.	47
Tabela 4.3 - Taxas De Transferência De Calor E Cop Do Chiller.	48
Tabela 4.4 – Novas Taxas De Transferência De Calor E Cop Do Chiller.	49
Tabela 4.5 - Consumo E Produção De Utilidades No Chiller De Absorção.	49
Tabela 4.6 – Custo De Investimento.....	55
Tabela 4.7 - Valores Da Fatura De Venda De Energia Elétrica À Rede. Situação Real E Diferentes Cenários Estudados Para O Ano De 2015 (Milhares De €).	56
Tabela 4.8 - Valor Da Poupança Na Fatura De Venda De Energia Elétrica À Rede Para O Ano De 2015 E 2016.	57
Tabela 4.9 - Valor Da Poupança Na Compra De Energia Elétrica Para O Ano De 2015 E 2016	57
Tabela 4.10 – Valor Do Cash-Flow Líquido Para Cada Cenário (Não Atualizado).....	58
Tabela 4.11 - Tabela Resumo Com Os Indices De Rentabilidade Do Projeto De Investimento Considerando Os Três Cenários.	58

Abreviaturas, Acrónimos e Simbologia

APREN	Associação Portuguesa de Energias Renováveis
CE	Comunidade Europeia
CF	Cash-flow
CHP	Combined Heat and Power
COP	Coeficiente de performance
CRO	Ciclo de Rankine Orgânico
DE	Diretiva Europeia
DGEG	Diretor-Geral de Energia e Geologia
DL	Decreto-Lei
EDP	Energia de Portugal
ENE	Estratégia Nacional para a Energia
ERSE	Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos
ETAR _i	Estação de tratamento de águas residuais industriais
GN	Gás-natural
MIEQB	Mestrado Integrado em Engenharia Química e Bioquímica
PA	Parcela ambiental
PCI	Poder Calorífico Inferior
PE	Potência Elétrica
PEP	Poupança em Energia Primária
PF	Parcela Fixa
PosComb	Pós-combustão
PRE	Produção em Regime Especial
PRI	Período de retorno do investimento
PT	Potência térmica
PV	Parcela variável
REE	Rendimento Elétrico Equivalente
Ref	Referência
RESP	Sistema Elétrico de serviço público
SAL	Sociedade da Água do Luso
SCC	Sociedade Central de Cervejas
TIR	Taxa interna de rendibilidade
ton	Toneladas
UE	União Europeia
VAL	Valor atual líquido

Simbologia:

A	Absorvedor	-
k	Anos	-
w	Bomba	-
Qx	Calor	kW
Cfi	Cash-flow	€
mc	Caudal mássico da corrente C	kg/s
C	Condensador	-
ρ	Densidade	kg/m ³
E η	Eficiência Elétrica	%
T η	Eficiência Térmica	%
hc	Entalpia da corrente C	kJ/kg
E	Evaporador	-
X	Fração mássica	%
Xs	Fração mássica forte	% LiBr
Xw	Fração mássica fraca	% LiBr
G	Gerador	-
li	Investimento inicial	€
ma	Massa absorvente	g
mr	Massa refrigerante	g
Pc	Pressão da corrente C	kPa
f	Rácio de Circulação	-
i	Taxa de atualização	%
T	Temperatura	°C
v	Volume específico	m ³ /kg

1. Enquadramento e Motivação

A crescente escassez de recursos energéticos, o aquecimento global e o agravamento das condições climáticas tem vindo a estimular a busca de métodos mais eficientes de produção e conservação de energia e redução de emissões de gases com efeitos de estufa [1]. Cada vez mais existe a necessidade de um desenvolvimento ambiental sustentável, de modo a preservar o ambiente, e a garantir que as gerações futuras terão os recursos necessários para a produção de energia. Para tal efeito, é necessária a transição para uma economia de baixo teor em carbono [2], fazendo uso das tecnologias disponíveis que garantam uma utilização sustentável dos recursos existentes na natureza e que, propendam a redução do impacto sobre o ambiente. O aproveitamento sustentável de energia passa por apostar em energias renováveis e na utilização de combustíveis fósseis menos prejudiciais ao ambiente, como o caso do gás natural e em tecnologias de produção de energia que apresentem elevadas eficiências [3].

A sustentabilidade energética desempenha um papel importante no planeta e na atual crescente populacional, é uma forma de usar a energia para satisfazer as necessidades atuais, mas de modo a não comprometer a procura por eletricidade e energia, como um todo, das gerações futuras [4], permitindo um desenvolvimento sustentável do planeta **Figura 1.1** . A sustentabilidade energética inspira a inovação e desenvolvimento de novas técnicas com uma mentalidade consciente do meio ambiente [5].



Figura 1.1 - Esquema de desenvolvimento sustentável.

Um dos maiores focos de discussão de sustentabilidade energética passa por saber como é que se vai atender a demanda futura de eletricidade [6]. A nível industrial, o desenvolvimento de novas técnicas de otimizações dos processos permitiu uma maior competitividade nas indústrias, uma vez que estas técnicas têm influências positivas numa maior sustentabilidade económica e na diminuição das repercussões ambientais.

Os rendimentos energéticos obtidos nas grandes centrais termoelétricas dificilmente ultrapassam os 55% [7], significando que metade da energia contida no combustível é

normalmente desperdiçada sob a forma de energia térmica. Este desperdício de energia térmica deve-se, essencialmente, à inviabilidade do seu transporte a longas distâncias e é considerada a grande causa de ineficiência representando um não aproveitamento de grande parte da energia contida no combustível. Uma solução eficiente para a produção de energia de forma sustentável e mais eficiente, é através da produção combinada de energia elétrica e térmica (cogeração) a partir de uma única fonte de combustível, podendo esta ser de origem fóssil como o caso do gás natural, ou de origem renovável [6].

Em Portugal a capacidade instalada de produção combinada de energia elétrica e energia térmica (cogeração) tem vindo a diminuir e a tendência é que assim continue nos próximos anos. A partir do **Figura 1.2**, verifica-se que desde 2012 a potência instalada para a produção combinada de energia tem vindo a diminuir, ficando abaixo dos 6 GW de potência instalada pela primeira vez em 6 anos [8].

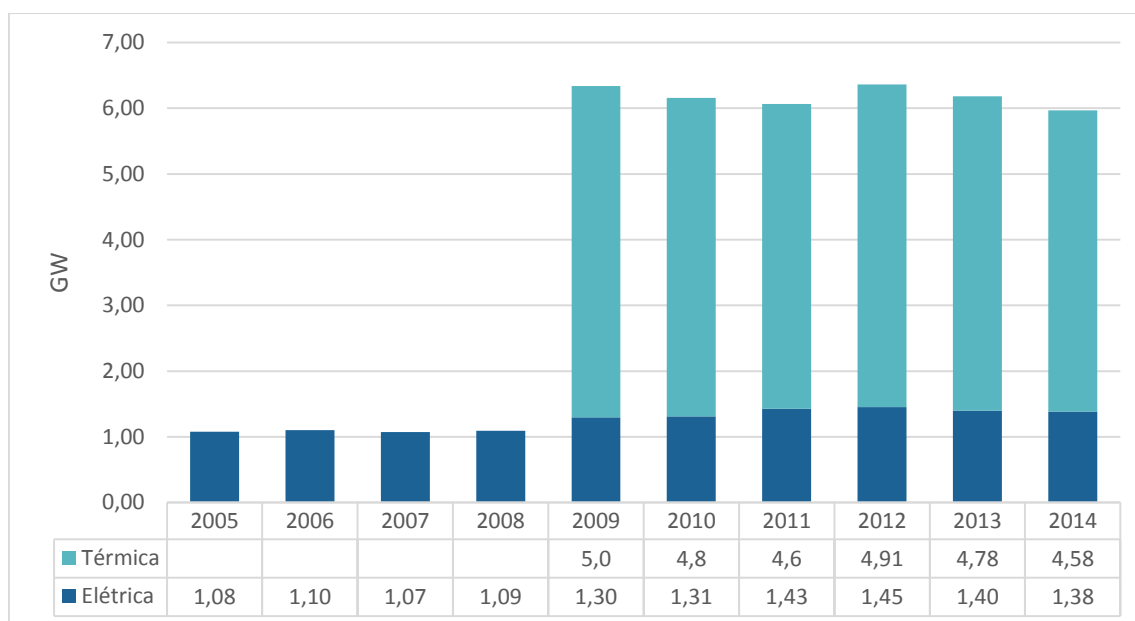


Figura 1.2 - Potência instalada de produção combinada de energia elétrica e energia térmica em Portugal até 2014. (Fonte: Eurostat, dados de potência térmica anteriores a 2009 não disponíveis) [8]

Segundo os dados da ERSE da potência elétrica instalada em cogeração em Portugal, o valor instalado no final de 2016 era de 0,98 GW que vem reforçar essa tendência [9].

No que toca à fonte de combustível utilizada para alimentar a Cogeração em Portugal, a mais comum é o Gás Natural (GN), tendo a sua utilização vindo a aumentar consideravelmente ao longo dos anos **Figura 1.3** Seguida desta vem a energia primária a partir de fontes renováveis e só depois os derivados de petróleo e outros tipos de combustíveis.

Dada a sua localização geográfica e o clima que se vive ao longo do ano, Portugal é um dos países que tem cada vez mais vindo a apostar nas energias renováveis, para o sector elétrico, nos últimos anos, tendo atingido um valor médio histórico de 55%, tanto em 2014 como em 2016, na evolução do peso da eletricidade produzida de origem renovável [10].

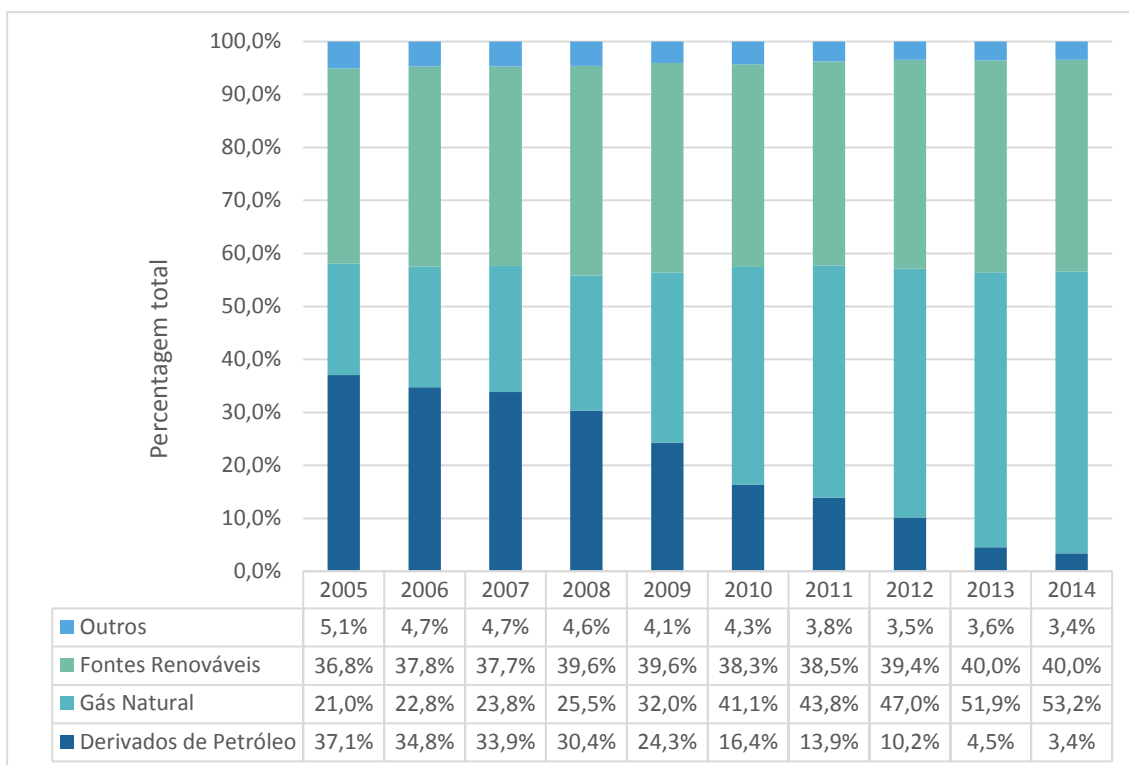


Figura 1.3 - Quantidade percentual de combustível utilizado na Cogeração em Portugal até 2014
(Fonte: Eurostat)[8]

Apesar de grande parte da eletricidade produzida ter sido de origem renovável, a sua produção por estes meios não foi contínua. O maior desafio existente no uso de fontes renováveis, para a produção de energia, assenta no facto de que a produção por origem renovável apresenta grande variabilidade, não podendo ser fiável o seu uso para alimentar a 100% um sistema elétrico de grandes dimensões. Para além disto, o facto dos dispositivos de armazenamento da energia, que poderiam apoiar o sistema nas situações onde não existia produção, não se encontrarem num estado de maturação tecnológica avançado também torna o uso exclusivo de energias renováveis para a produção de eletricidade um desafio [11].

Com isto, ultimamente, tem-se vindo adotar uma solução que passa pela conjugação da produção convencional com a produção renovável, de modo a garantir que, mesmo faltando produção renovável, existe sempre uma resposta adequada às necessidades por parte da produção convencional.

Uma alternativa existente e com grandes vantagens a nível ambiental é a produção de energia elétrica em regime especial [9], e é a 27 de Maio de 1988 que, com a publicação do Decreto-lei (DL) nº188/88, que se estabelece as regras aplicáveis à Produção em Regime Especial (PRE), sendo dado um grande impulso à produção independente através da promoção da instalação de centrais de cogeração. Entende-se por PRE a produção de energia elétrica através de recursos endógenos, recursos renováveis e recursos não renováveis, de tecnologias de produção combinada de eletricidade e calor (cogeração) e de produção distribuída. Em 2016, a operação em PRE que mais se destacou foi a Eólica seguida da

Cogeração, contando com cerca e 75% de toda a produção [9]. Na **Figura 1.4** é possível observar-se quais as operações em PRE mais comuns em Portugal.

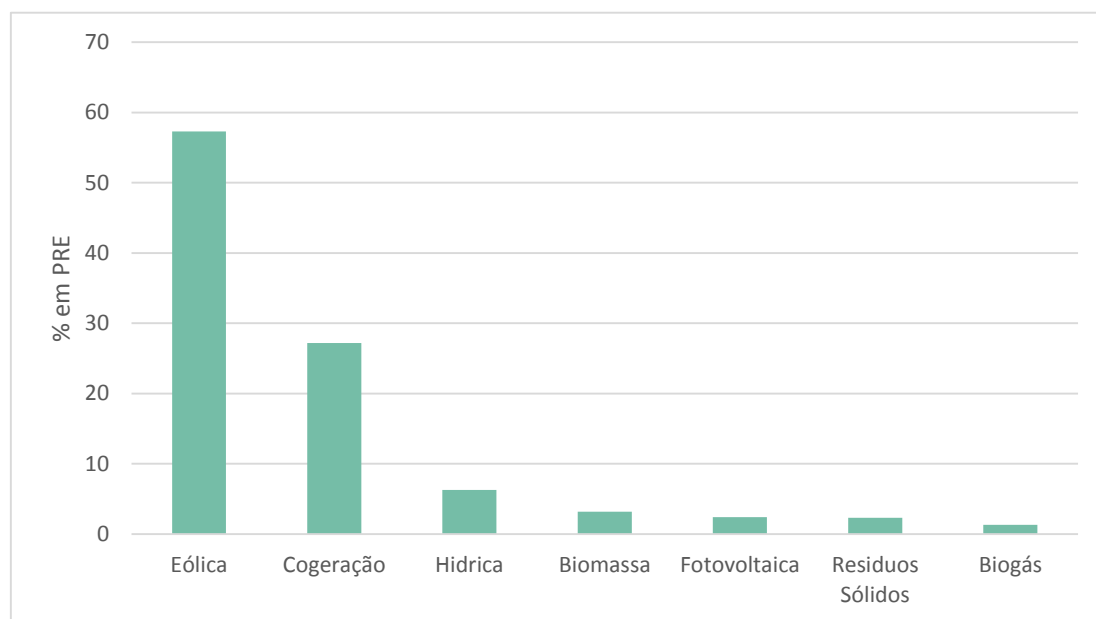


Figura 1.4 – Produção em Regime Especial (PRE) em Portugal, dados de ERSE [9]

O aumento da utilização de fontes renováveis de energia vem contribuir de forma positiva para se atingir os objetivos propostos no “Pacote Energia-Clima” ou o “20-20-20 by 2020” aprovado em dezembro de 2008 pela União Europeia (UE), que consiste em conseguir, até 2020, um aumento em 20% da quota das energias renováveis, uma redução em 20% da emissão de gases com efeito de estufa e uma melhoria na eficiência energética também em 20% [12,13]. Também em 2010 o governo definiu estratégias para o setor de energia estabelecendo a Estratégia Nacional para a Energia com horizonte a 2020 (ENE 2020). A ENE 2020 assenta sobre 5 pilares principais que traduzem um leque de prioridades e medidas que as permitem concretizar. Para a presente dissertação o pilar 3 destaca-se com um elevado interesse, uma vez que retrata a promoção da eficiência energética, onde se destaca a medida “Será promovida a racionalização do uso de energia pela indústria e pela agricultura e a utilização da cogeração com elevada eficiência visando a redução do consumo de energia primária” [14,15].

Deste modo, a cogeração de elevada eficiência assume-se como uma das medidas importantes para o cumprimento dos objetivos propostos tanto do Protocolo Energia-Clima como do ENE 2020.

Em termos de legislação na UE, e em Portugal como estado membro da mesma, a Diretiva Europeia (DE) 2004/8/CE do parlamento europeu, promove a cogeração com o objetivo de aumentar a eficiência energética, reduzir a emissão de gases com efeito de estufa e aumentar a poupança em energia primária. Para tal, esta diretiva cria um quadro para a promoção e o desenvolvimento deste tipo de tecnologia. Em dezembro de 2012 a diretiva 2004/8/CE foi revogada com a entrada em vigor da diretiva relativa à eficiência energética

(2012/27/UE). É solicitado aos Estados Membros que avaliem e notifiquem a Comissão do potencial de cogeração de elevada eficiência e que fixem metas com base no consumo de energia primário ou final, no âmbito de estratégia de poupança de energia [13]. A diretiva fixou um prazo legal da sua transição para a legislação nacional dos estados membros, no entanto Portugal não cumpriu o prazo previsto para 2014 e só em 2015, com a publicação do DL nº68-A/2015 e que viu o seu processo de transição finalizado.

No contexto desta dissertação é importante ter em conta o que legisla o DL nº68-A/2015, que diz: " Neste contexto, vem a Diretiva n.º 2012/27/UE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 25 de outubro de 2012, estabelecer um novo enquadramento que promove a eficiência energética na União Europeia e define ações que concretizem, por um lado, as propostas incluídas no Plano de Eficiência Energética de 2011 e, por outro, as necessidades identificadas no roteiro de transição para uma economia de baixo carbono competitiva, em 2050" [2], relativamente à eficiência energética e à passagem para uma economia de baixo teor em carbono, como também: "Neste contexto, importa proceder à segunda alteração ao Decreto-Lei n.º 23/2010, de 25 de março, alterado pela Lei n.º 19/2010, de 23 de agosto, que estabelece a disciplina da atividade de cogeração, consagrando -se, por um lado, o paradigma assumido pela Diretiva n.º 2012/27/UE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 25 de outubro de 2012, e, por outro, esquemas remuneratórios sustentáveis, que mantêm o incentivo à cogeração renovável e de elevada eficiência" [2], no que diz respeito à cogeração e ao incentivo da mesma. Desta forma o DL nº68-A/2015 encontra-se fracionado em eficiência energética e cogeração, onde a parte referente à cogeração conta com uma completa republicação do DL nº23/2010.

Segundo o artigo 3º do DL nº23/2010, alterado pelo DL nº19/2010, a cogeração é considerada de elevada eficiência quando existe uma poupança em energia primária (PEP) relativamente à produção separada de eletricidade e calor, de pelo menos 10%, ou, em instalações de cogeração com uma potência elétrica instalada superior a 25 MW, que tenham uma eficiência global superior a 70%. Para efeitos do presente DL, o cálculo da PEP é de acordo com a seguinte fórmula [16]:

$$PEP = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHP T_{\eta}}{Ref T_{\eta}} + \frac{CHP E_{\eta}}{Ref E_{\eta}}} \right] \times 100\% \quad (1.1)$$

Onde:

- $CHP T_{\eta}$ é a eficiência térmica do processo, definida como a produção anual de calor útil dividida pelo combustível utilizado na produção total de calor e de eletricidade;
- $Ref T_{\eta}$ é o valor de referência da eficiência para a produção separada de calor;
- $CHP E_{\eta}$ é a eficiência elétrica, definida como a produção total anual de eletricidade dividida pelo combustível utilizado na produção total de calor útil e de eletricidade num processo de cogeração.

- $Ref\ En$ é o valor de referência da eficiência para a produção separada de eletricidade.

Os valores de referência de eficiência para a produção separada de eletricidade e calor são fixados no despacho do diretor-geral de Energia e Geologia (DGEG) e assumem valores de rendimentos de 53% e 84% respetivamente [16,17].

Também é com o DL nº23/2010, alterado pelo DL nº19/2010, que se estabelece as bases do regime remuneratório aplicável à energia mecânica e de calor útil produzidos em cogeração, transpondo para a ordem jurídica interna Diretiva nº 2004/8/CE do parlamento europeu relativa à promoção da cogeração com base na procura de calor útil no mercado interno de energia [16]. Ainda que tenha sofrido algumas alterações com a republicação do DL nº68-A/2015, com especial impacto nas condições para o desenvolvimento de novos projetos, a renumeração dos fornecimentos de energia entregue ao sistema elétrico de serviço público (RESP) ainda se enquadra no regime tarifário do DL nº538/99, que tem como pressuposto fundamental o cálculo do custo evitado relativamente a uma central convencional de ciclo combinado a gás natural, onde o cálculo da tarifa é como representado na equação (1.2) [18,19]. O regime tarifário da atividade de produção combinada de calor e eletricidade é definido pelas portarias nº 57, 58, 59 e 60 de 2002.

$$VRDm = \frac{[PF(VRD)m + PV(VRD)m + PA(VRD)m]}{1 - LEV} \quad (1.2)$$

Onde:

- $VRDm$ é a remuneração aplicável a instalações de cogeração, no mês m ;
- $PF(VRD)m$ é a parcela fixa da remuneração aplicável a instalações de cogeração, no mês m , representa a remuneração por injeção de potencia elétrica na rede em horas de ponta;
- $PV(VRD)m$ é a parcela variável da remuneração aplicável a instalações de cogeração, no mês m . Reflete os custos com o combustível, os custos de investimento, operação e manutenção e também outros custos evitados, que não os de combustível, pela operação da central de cogeração;
- $PA(VRD)m$ é a parcela ambiental da remuneração aplicável a instalações de cogeração, no mês m , que reflete a valorização sobre as emissões de gases com efeito de estufa que são evitadas pela cogeração, face a novos meios de produção de eletricidade;
- LEV representa as perdas nas redes de transporte e distribuição, evitadas pela instalação de cogeração, que para o presente cálculo toma o valor de 0,02.

No cálculo da parcela ambiental, este está dependente do rendimento elétrico equivalente (REE) da instalação, que está obrigada a registar valores superiores a 55%, e para efeitos de cálculo da tarifa, pode apresentar um valor máximo de 75%, ainda que em condições reais de exploração possa apresentar valores superiores. Ainda ao abrigo do antigo DL nº538/99, caso a instalação apresente um valor de REE inferior a 50%, a cogeração perde o direito à renumeração ao abrigo da PRE, e fica sem licença para poder operar [19].

Neste seguimento de informação, e tendo em conta os anos que se aproximam, o sector da cogeração em Portugal encontra-se numa fase menos boa, caracterizada não só pelo

encerramento de muitas das centrais existentes quando transitarem para o enquadramento legal definido pelo DL nº23/2010 como também pela falta de novos investimentos, que só se aplicam a cogerações do tipo renovável ou de elevada eficiência.

A principal motivação para a realização desta dissertação passou pela vontade de proceder a execução de um estudo da atividade de cogeração da empresa Sociedade Central de Cervejas e Bebidas (SCC) e enquadrá-la nos requisitos e nos moldes atuais da legislação em vigor em Portugal e na UE, de forma a melhorar o seu desempenho aumentando os rendimentos associados, que se encontram abaixo do esperado e proposto por lei, e de certa forma garantir que esta não venha a apresentar valores de REE inferiores a 55% de modo a que não perca na totalidade a valorização por parte da parcela ambiental na remuneração de fornecimentos de energia entregue à RESP. Para tal pretende-se fazer um estudo na implementação de uma unidade de arrefecimento à central de cogeração, passando esta a denominar-se de trigeração. Devido a questões de sazonalidade, a produção de vapor é maior nos meses que antecedem o verão e como tal é nestes meses que existe um maior aproveitamento de vapor na fábrica. Nos restantes meses do ano, a necessidade de vapor é sempre bastante inferior à sua produção, pelo que 25%-35% do vapor produzido não venha a ser consumido, resultando em baixos rendimentos na instalação.

Com adição da unidade de arrefecimento tenciona-se aproveitar a fração de vapor que não está a ser aproveitada e utiliza-la para a produção de frio, aumentando consequentemente o rendimento da instalação. Com esta adição, questões de sazonalidade que baixem o rendimento serão resolvidas e também em caso de avarias ou manutenção de algum equipamento que necessite de vapor, este pode vir a ser consumido pela unidade de arrefecimento para a produção de água gelada, fazendo com que não haja desperdícios desnecessários de vapor.

1.1 Apresentação da Empresa

1.1.1 Grupo Sociedade Central de Cervejas e Bebidas

A Sociedade Central de Cervejas (SCC), atualmente mais conhecida por Sagres, foi fundada em 1934 com o objetivo de comercializar as cervejas produzidas pelas antigas cervejeiras Portugália, Estrela, Jansen e Coimbra. Foi apenas no início da década de 40 que foi introduzida no mercado, pela primeira vez, a cerveja branca da marca Sagres, numa garrafa de “*long neck*” e só em 1972 é que é lançada o formato Mini [20]. A evolução da garrafa sagres é de acordo com a **Figura 1.5** .

Em 1970 o grupo SCC adquire 52,5% do capital da Sociedade da Água do Luso (SAL) iniciando a comercialização dos seus produtos.

Na década de 90, o capital da empresa é totalmente privatizado, sendo esta a primeira operação de privatização a 100% feita em Portugal. Também nesta altura, a cerveja sagres completa 50 anos de idade.

Em 2004 a empresa passou a designar-se – Sociedade Central de Cervejas e Bebidas, S.A., nome este que reflete melhor o âmbito da sua atividade, que para além de cerveja, inclui outras bebidas como água e refrigerantes. Também é em 2004 que é inaugurada a Unidade de Cogeração da fábrica de Vialonga, num investimento de cerca de 7 milhões de euros, a qual



Figura 1.5 - Evolução da garrafa Sagres.

constitui um caso ímpar na indústria nacional, colocando a SCC na vanguarda da modernidade industrial [20].

Desde Março de 2008 que o grupo SCC, que inclui também a SAL e a Novadis Unipessoal Lda, uma empresa de comercialização e distribuição de bebidas, é detido a 100% pelo grupo HEINEKEN, tendo duas unidades industriais: em Vialonga, unidade que compreende uma malteria e a cervejeira onde são produzidas as marcas de cerveja Sagres, e as suas variantes e as marcas de sidra *Strongbow* e *Bandida do Pomar*, e na Vacariça onde são captadas e engarrafadas as águas minerais da nascente Água do Luso e Água do Cruzeiro. Em Portugal, a SCC representa também algumas das mais prestigiadas marcas internacionais como HEINEKEN, Desperados, Guinness e Affligem. Na **Figura 1.6** é possível consultar-se qual o portfólio do grupo SCC.



Figura 1.6 - Portfólio do grupo Sociedade Central de Cervejas e Bebidas.

Em abril de 2010 a HEINEKEN lança o programa de sustentabilidade *Brewing a Better Future*, que reflete uma ambição integrada a longo prazo para que o Grupo se torne mais sustentável. Em 2014 o programa passa a designar-se *Brewing a Better World*, uma estratégia alinhada pelo grupo HEINEKEN para criar valor de forma partilhada e sustentada para a

Empresa, para a Sociedade e para o Planeta. A SCC como parte alinhada e integrante do grupo tem já delineados, e em curso, os seus objetivos: procura melhorar o impacto ambiental e social com a redução do consumo de água e energia, melhorar as emissões de CO₂ ao longo da cadeia de valor, obtendo matérias-primas de fontes sustentáveis e promover o consumo responsável [20].

A central de cogeração da SCC vem de certa forma contribuir para os objetivos propostos pelo grupo HEINEKEN na medida em que ao se produzir em simultâneo energia elétrica e energia térmica, o consumo de energia primária é menor, quando comparado com outros métodos de produção, o que por sua vez baixa as emissões de CO₂ melhorando o impacto que a fábrica tem sobre o ambiente. A incorporação de uma unidade de arrefecimento na central de cogeração permitirá que a partir de uma só fonte de energia primária sejam produzidas três tipos de energia, elétrica, térmica e frigorífica.

Relativamente à fábrica de Vialonga, esta tem uma área de 314.000 metros quadrados, onde apenas 95.000 estão ocupados.

1.1.2 Produção de Cerveja

Ao contrário de muitas outras cervejeiras pertencentes ao grupo HEINEKEN, a SCC para além do fabrico de cerveja produz malte para consumo próprio ou para terceiros.

A cerveja Sagres é 100% natural e produzida segundo métodos tradicionais a partir de água, malte, cereais não maltados e lúpulos, à qual não é adicionada nenhum tipo de aditivo ou conservante [20].

O malte, composto por amido, é a matéria-prima principal utilizada no fabrico da cerveja, onde a levedura vai obter os açúcares necessários à fermentação. Na fabricação do malte, ou maltagem, são realizados as etapas de molha, germinação e secagem para que o amido fique disponível para as etapas seguintes. O processo é iniciado quando a cevada é sujeita às operações de molha, que tem como objetivo o aumento da humidade do grão de forma a promover as condições necessárias à germinação. Na germinação são produzidas enzimas que disponibilizam o amido. O crescimento das radículas e a ação enzimática são interrompidos na secagem por aquecimento suave, onde a água é removida. O malte torrado passa ainda por uma etapa de torrefação que, para além das variações de tonalidade, também lhe confere um perfil organolético característico [21].

Obtendo-se as matérias-primas, é necessária a disponibilização do amido em açúcares fermentescíveis, para que a levedura realize a fermentação. Este desdobramento em açúcares mais simples é feito na brassagem que inclui as operações de moagem, empaste, clarificação e fervura, obtendo-se o mosto.

A levedura é então adicionada ao mosto arrefecido onde transforma os açúcares fermentescíveis deste em álcool e gás carbónico, e o mosto dá lugar a cerveja. Segue-se a maturação, onde a cerveja é enviada para os tanques de guarda com o propósito de apurar as suas características organoléticas e estabilidade coloidal [22].

Antes de seguir para o enchimento, a cerveja é filtrada, onde é conferida a transparência característica, e por fim a cerveja filtrada segue para o enchimento de garrafas, latas, barris, *beerdrive* ou cisterna [23].

Existem um conjunto de instalações e serviços auxiliares à produção do malte, mosto e da cerveja que desempenham um papel fundamental para o bom funcionamento e produção na fábrica. Entre estas instalações destacam-se a produção de frio, produção de ar comprimido e a produção de vapor (central de cogeração) [23].

A **Figura 1.7** representa um diagrama com todos os processos de fabricação de cerveja desde a receção de cevada até à sua distribuição, bem como o consumo de utilidades de cada etapa do processo.

Dada a natureza desta dissertação, é importante ter em atenção quais as etapas do processo que necessitem de uma maior quantidade de vapor e de água gelada.

O maior consumo de vapor na fábrica acontece na produção de malte, na etapa de secagem, pois é necessário um contantes fornecimento de vapor de forma a manter as condições de secagem nas estufas ótimas para a produção. Devido ao elevado consumo de vapor na malteria, quando é necessário parar a instalação para manutenção, existe uma grande quantidade de vapor que acaba por ser desperdiçada resultando numa redução do rendimento da instalação, ficando geralmente abaixo dos 50%. A instalação da unidade de arrefecimento viria aproveitar esta quantidade de vapor para a produção de energia frigorífica, aumentando consequentemente o rendimento da instalação.

Depois da secagem do malte nas estufas da malteria, as etapas do processo de fabricação de cerveja que necessitam de vapor são a empastagem e a fervura do mosto e a pasteurização da cerveja que acontece nas linhas de enchimento.

As necessidades frigoríficas da fábrica variam entre um mínimo de 16250 MJ/h e um máximo de 22770 MJ/h. Ao longo de todo o processo, desde a chegada da cevada até ao enchimento da cerveja, é necessário um constante fornecimento de água, mas é apenas na fabricação da cerveja que é necessário água gelada, mais propriamente no arrefecimento do mosto, na fermentação e guarda da cerveja, e por fim, também no enchimento desta.

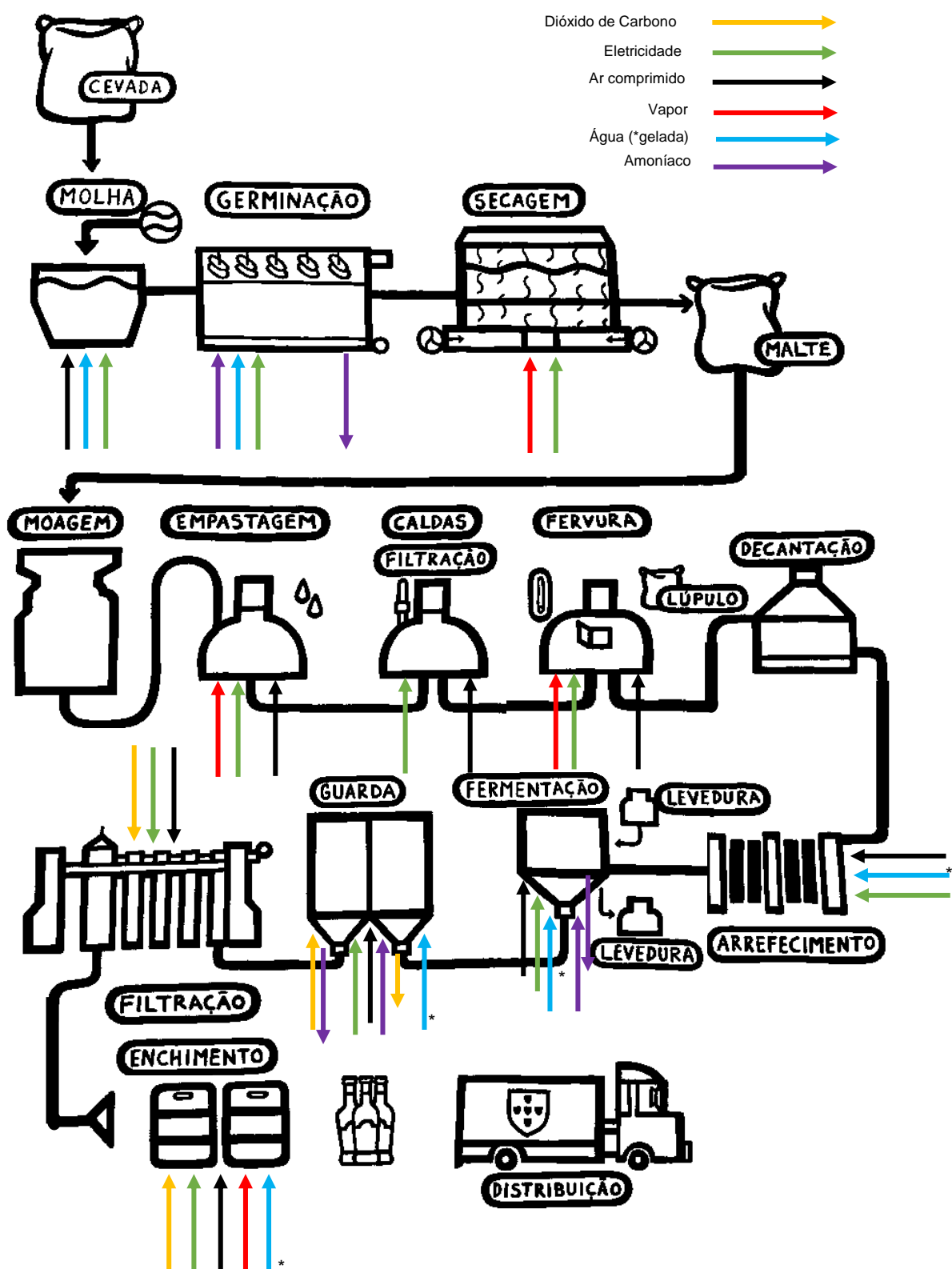


Figura 1.7 – Processo de fabricação de Malte e de Cerveja.

1.1.3 Sistema de cogeração na SCC

A central de produção de energia da SCC engloba uma central de cogeração com um turbogerador acoplado a uma caldeira de recuperação, três caldeiras de produção de vapor a gás natural e ainda uma caldeira de produção de vapor dedicada à queima do biogás gerado no reator anaeróbio da ETARi [23].

A central de cogeração é composta essencialmente por um compressor de gás, uma turbina a gás natural para a produção de energia elétrica, vendida à EDP, e a caldeira recuperativa dos gases de escape para a produção de vapor utilizado no processo de fabricação da cerveja [23].

A central de cogeração encontra-se preparada para funcionar em dois modos. No seu modo de funcionamento normal a energia elétrica gerada é enviada à EDP e a produção de vapor é usada na fábrica. O segundo modo de funcionamento acontece caso a fábrica fique isolada da rede elétrica, e nesse caso a central de cogeração entra em modo de “ilha”, o que permite à fábrica aproveitar a energia elétrica gerada para atender todos os seus consumos elétricos.

Quando se encontra em regime de funcionamento normal, o gás natural é injetado na câmara de combustão da turbina através do compressor, produzindo gases de combustão com uma elevada energia térmica. Esta energia é recuperada na forma de energia mecânica, através da sua expansão numa turbina anexada a um eixo que, por sua vez, se encontra ligado a um alternador onde é gerada a energia elétrica. Uma vez que os gases de escape da turbina se encontram a uma elevada temperatura 450°C-900°C, a sua energia é recuperada num gerador de vapor (caldeira recuperativa). Devido ao seu elevado teor em oxigénio (superior a 10 - 14%), os gases de escape são previamente usados para a queima complementar de gás natural numa câmara de pós-combustão, aumentando ainda mais a temperatura dos gases e consequentemente a produção de vapor na caldeira recuperativa, subindo das 15 ton/h para as 26,5 ton/h [23]. À saída da turbina existe ainda uma válvula de *by-pass*, ligada a uma chaminé, que em função do consumo de vapor na SCC, pode regular a passagem dos gases para a caldeira recuperativa, desviando-os para a atmosfera.

No interior da caldeira, os gases vão arrefecendo à medida que vai sendo transferida a energia térmica para a água. Na parte superior da caldeira dá-se a ebulição e a separação do vapor que é alimentado às respetivas redes de distribuição da produção de malte e de cerveja.

Em termos de enquadramento legal, a central de cogeração da SCC encontra-se abrangida pelo disposto no DL nº23/2010, na sua atual redação dada pelo DL nº68-A/2015. O atual regime remuneratório definido pela portaria nº 58/2002, estabelece a renumeração pelo fornecimento da energia entregue à rede das instalações cuja potência é inferior a 10 MW utilizando como combustível gás natural, continua a ser aplicável até à data de 30 de setembro de 2019, altura em que a instalação perfaz 180 meses de exploração. Após esta data, transitará para o regime remuneratório definido pela portaria nº 140/2010 [24], desde que a unidade seja considerada como cogeração eficiente ou de elevada eficiência, por um período máximo de 120 meses, sendo a tarifa de referência depreciada 1% a cada 12 meses em que é

aplicada, ou seja até a data de 30 de setembro de 2029. Após esta, a cogeração da SCC passa a ser enquadrada na modalidade geral, podendo escolher uma das duas submodalidades disponíveis [19].

2. Introdução

2.1 Cogeração

A cogeração pode ser definida como a produção conjunta de energia elétrica e de energia térmica, a partir de uma mesma fonte de combustível, aumentando o rendimento de conversão de energia primária em energia final e reduzindo consequentemente os custos de operação [25].

Na indústria alimentar, o uso de centrais de cogeração é muito comum, uma vez que é a forma mais fácil de cobrir as necessidades de eletricidade, vapor e água quente [26].

A escolha do combustível está sujeita à disponibilidade e ao custo do mesmo, bem como à otimização económica e tecnológica do processo [27]. Teoricamente, qualquer tipo de combustível pode ser aplicado à cogeração, desde combustíveis fósseis como o gás natural, o carvão e derivados do petróleo, até à biomassa, que passam por bagaço de cana, álcool, resíduos, entre outros. Atualmente em Portugal, o gás natural representa cerca de 55% do combustível usado para cogeração [28]. A **Figura 2.1** mostra o princípio intrínseco de uma central de cogeração.

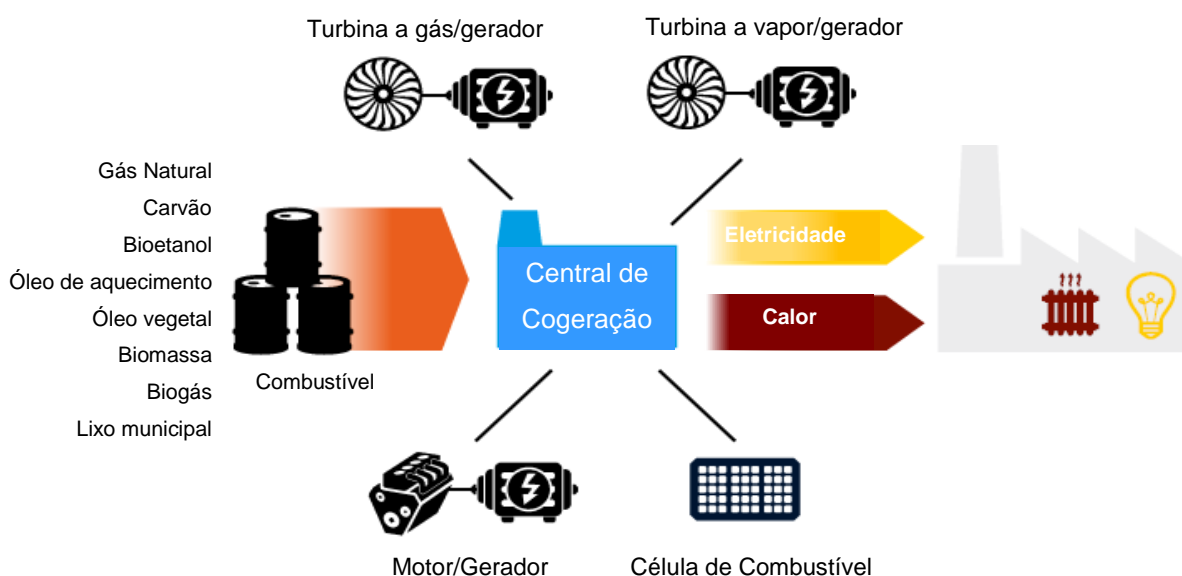


Figura 2.1 – Princípio de um central de Cogeração [27]

Uma vez que o processo de produção simultânea de energia elétrica e térmica minimiza as perdas de energia em comparação com a produção e transmissão em separado, a cogeração atinge eficiências superiores a 80%, proporcionando ganhos de eficiência em mais de 30% relativamente à eficiência de processos de produção em separado, que atingem eficiências na ordem dos 50%, conseguindo assim poupar mais de 50% em energia primária. Com isto pode-se concluir que, de maneira geral, as tecnologias de cogeração apresentam

vantagens económicas e ecológicas significativas, em comparação com a produção separada de energia elétrica e térmica como ilustrado na **Figura 2.2** [27].

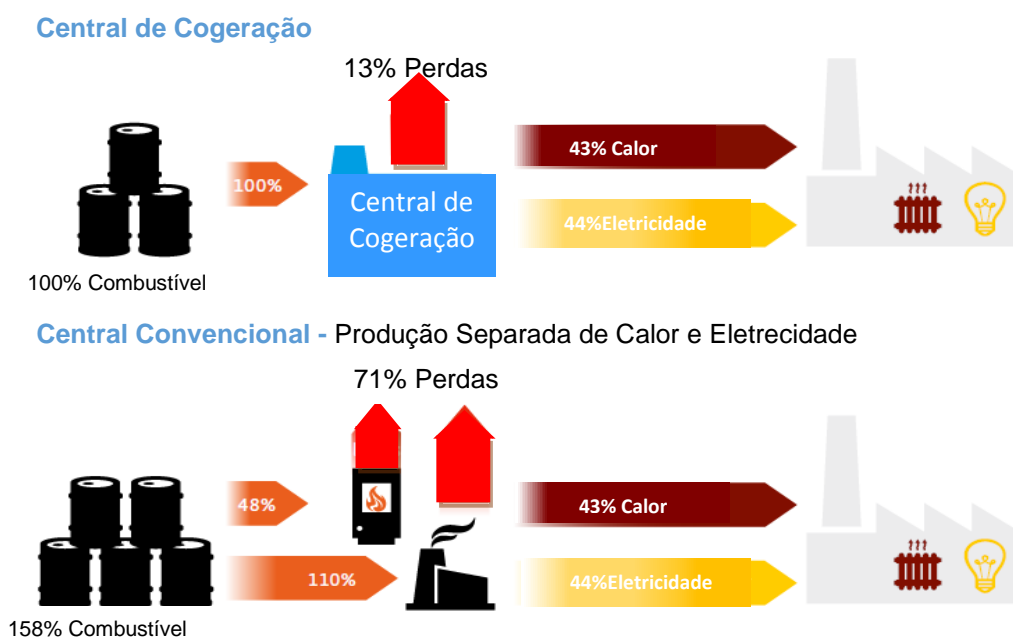


Figura 2.2 - Cogeração vs. Produção separada de energia elétrica e térmica. Eficiência [27]

O aumento na eficiência energética com a produção combinada de energia elétrica e energia térmica resulta não só numa diminuição de custos como também numa redução da emissão de gases com efeito de estufa, quando comparado com os métodos convencionais de produção separada de calor e eletricidade [29].

A nível industrial, centrais de cogeração podem ser aplicadas quando respeitadas as seguintes condições [28] :

- Elevadas necessidades de energia térmica (procura anual de pelo menos 5000 horas);
- Curtas distâncias para o transporte de calor
- Capacidade de se conectar à rede elétrica nacional a um preço razoável;

A **Tabela 2.1** mostra algumas vantagens e desvantagens que têm que ser tidas em conta antes da aplicabilidade da cogeração.

Tabela 2.1 - Vantagens e desvantagens da Cogeração.

<i>Vantagens</i>	<i>Desvantagens</i>
Menor custo de energia (térmica e elétrica)	Elevado custo de investimento
Maior eficiência energética	Poluição sonora
Menor emissão de poluentes	Dificuldade no transporte da energia térmica
Poupança em energia primária	

As centrais de cogeração são, geralmente, classificadas pelo tipo de aplicação, pelo motor primário e combustível utilizado. Atendendo às tecnologias existentes, os sistemas de cogeração podem ser divididas em dois grupos, um correspondente às tecnologias convencionais, uma vez que se tratam de tecnologias já bastante maduras, que englobam as turbinas a gás, a vapor e os motores alternativos, e o segundo grupo que agrega as tecnologias de microturbinas, pilhas de combustível e Ciclo de Rankine orgânico (CRO), sendo designadas por tecnologias emergentes, por se encontrarem ainda numa fase de desenvolvimento.

Existem dois tipos básicos de sistemas de cogeração. O primeiro é conhecido como “*Topping Cycle*”, onde primeiramente se produz eletricidade e só *a posteriori* é feita a recuperação de calor, e o “*Bottoming Cycle*”, onde o processo é o contrário, o calor do processo de combustão é recuperado e utilizado na produção de eletricidade [30]. É mais comum encontrar-se no mercado tecnologias que utilizem o *topping cycle*, uma vez que a recuperação de calor é secundário à produção de eletricidade. Independentemente do ciclo, ambos apresentam eficiências semelhantes, entre os 70-80% dependendo apenas da tecnologia.

2.1.1 Parâmetros que caracterizam Sistemas de Cogeração

Em qualquer tipo de produção são normalmente utilizados parâmetros de rendimento que efetuam uma comparação entre o que é produzido efetivamente e o que poderia ter sido produzido. Quando se fala de produção separada de energia elétrica e térmica é feita uma comparação entre a energia produzida e aquela que se encontra contida no combustível usado nessa mesma produção. O mesmo é feito para a cogeração quando se calculam os rendimentos da produção elétrica e térmica de acordo com o poder calorífico inferior (PCI) [7].

$$\eta_{CHP}^{elétrico} = \frac{E}{PCI} \quad (2.1)$$

$$\eta_{CHP}^{térmico} = \frac{T}{PCI} \quad (2.2)$$

Onde E e T correspondem à energia elétrica e térmica produzida, respetivamente, e o poder calorífico inferior (PCI) corresponde à energia contida no combustível, em kWh [31].

Como já foi visto anteriormente, a produção combinada de energia elétrica e energia térmica resulta na obtenção de um rendimento (global) mais elevado que pode ser calculado da seguinte forma:

$$\eta_{CHP} = \frac{E + T}{PCI} \quad (2.3)$$

Ainda mais importante que o aumento do rendimento global da produção é a poupança em energia primária (PEP) incutida pela aplicação do processo de cogeração, que, como já

visto anteriormente, é o parâmetro utilizado para a classificação das unidades de cogeração como sendo eficientes ou de elevada eficiência, $PEP > 10\%$, encontrando-se presente na legislação europeia e nacional, DL nº 68/A 2015, que regulamenta a atividade de cogeração [2],[31]. Esta corresponde à diferença entre os rendimentos globais da produção combinada e separada de energia elétrica e térmica.

$$PEP = \eta_{CHP} - \eta_{SHP} \quad (2.4)$$

$$PEP = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHP T_{\eta}}{Ref T_{\eta}} + \frac{CHP E_{\eta}}{Ref E_{\eta}}} \right] \times 100\% \quad (2.5)$$

Onde:

- η_{CHP} corresponde ao rendimento global da cogeração e η_{SHP} ao rendimento da produção separada de calor e eletricidade;
- $CHP T_{\eta}$ é a eficiência térmica do processo, definida como a produção anual de calor útil dividida pelo combustível utilizado na produção total de calor e de eletricidade;
- $Ref T_{\eta}$ é o valor de referência da eficiência para a produção separada de calor;
- $CHP E_{\eta}$ é a eficiência elétrica, definida como a produção total anual de eletricidade dividida pelo combustível utilizado na produção total de calor útil e de eletricidade num processo de cogeração.
- $Ref E_{\eta}$ é o valor de referência da eficiência para a produção separada de eletricidade.

Outro parâmetro característico de um sistema de cogeração é a razão entre o calor (T) e o trabalho (E), definida por γ , permite avaliar se o sistema consegue produzir uma maior quantidade de calor ou de eletricidade [31]. Esta razão apresenta valores típicos para cada tecnologia utilizada, e por norma pode ser superior à unidade para turbinas, mas é sempre inferior para tecnologias de cogeração que utilizem motores.

$$\gamma = \frac{T}{E} \quad (2.6)$$

Apresenta-se por último um parâmetro bastante caracterizador de sistemas de Cogeração, que chegou mesmo a fazer parte da anterior legislação nacional em vigor (DL nº538/99 alterado pelo DL nº313/2001), o Rendimento Elétrico Equivalente (REE) [18,31] .

$$REE = \frac{E}{C - \left(\frac{T}{0.9 - 0.2 \times \frac{CR}{C}} \right)} \quad (2.7)$$

Onde E e T representam, respetivamente, a energia elétrica produzida e a energia térmica útil consumida na instalação, em MWh, anualmente; C representa a energia primária

consumida anualmente avaliada a partir do PCI em MWh e CR representa o equivalente energético de recursos renováveis consumidos anualmente na instalação também em MWh [18].

Os sistemas de cogeração devem apresentar um REE superior ao melhor método de produção centralizada de eletricidade, que depende de cada país. Em Portugal, o valor do REE mínimo é de 55%, DL nº 538/99, pois corresponde ao rendimento da central de ciclo combinado da Tapada do Outeiro [31].

2.1.2 Sistemas de Cogeração

Cogeração com Turbina a Gás

O sistema de cogeração com turbina a gás ilustrada na **Figura 2.3** consiste num motor rotativo que retira energia do movimento de um gás combustível, aquando da sua expansão. A turbina conta com quatro secções principais: uma que corresponde à entrada de ar, o compressor, a câmara de combustão e uma turbina de expansão,

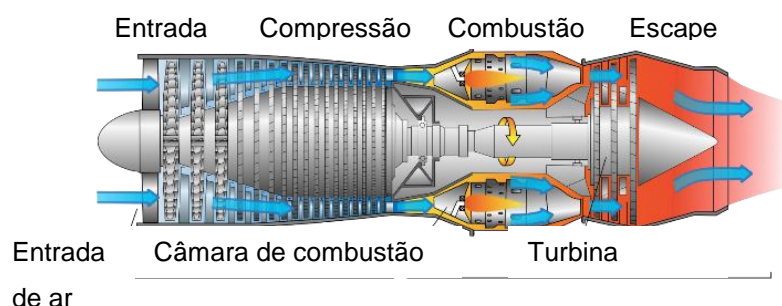


Figura 2.3 - Vista longitudinal de uma turbina a gás.

As turbinas a gás operam em ciclo aberto. O ar recebido é conduzido a um compressor onde se comprime. De seguida, na câmara de combustão, o ar comprimido é misturado com o combustível, normalmente gás natural. Por fim, os gases entram na turbina, a elevada temperatura, e são expandidos produzindo energia mecânica e térmica.

Os gases de escape da turbina apresentam temperaturas bastante elevadas, entre 450 – 900°C, sendo essa energia usada diretamente ou através de uma caldeira de recuperação. Os gases quentes atravessam a caldeira entrando em contacto com as serpentinas de água produzindo vapor de água, geralmente de alta pressão [25]. Na hipótese das necessidades de calor serem superiores às oferecidas é possível, através de um processo de pós-combustão, elevar ainda mais a temperatura dos gases de escape antes de estes entrarem para a caldeira. Desta forma, aproveita-se também a elevada percentagem de oxigénio existente nos gases (10 – 14 %), usando-o como comburente para a combustão. Na **Figura 2.4** encontra-se representado esquematicamente o ciclo de cogeração anteriormente descrito. É de notar que o compressor e a turbina estão ambos conectados ao mesmo eixo, pelo que parte da energia que é gerada pela turbina é utilizada para mover o compressor.

A turbina a gás apresenta também várias características atrativas que a torna num bom investimento numa cogeração. Entre elas estão o seu baixo investimento, o tamanho, a performance relacionada com o arranque/pagarem do sistema e com o risco ambiental [32].

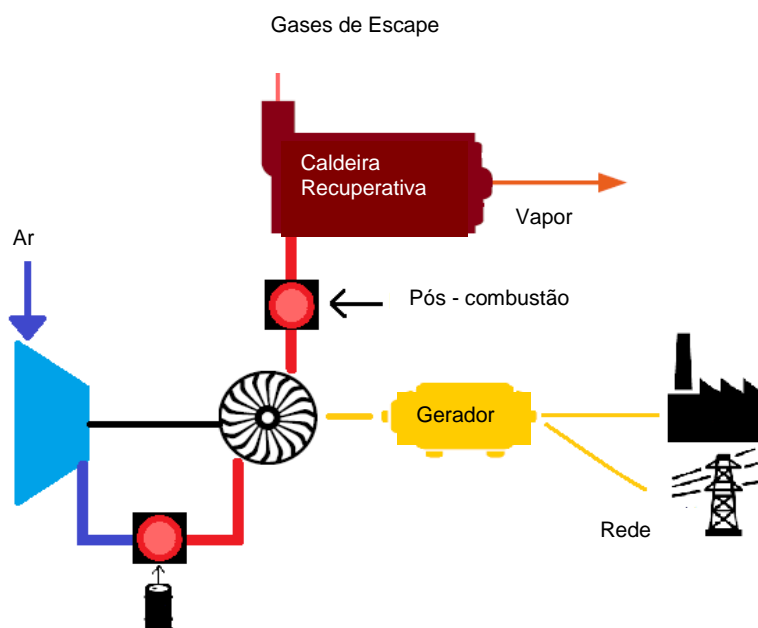


Figura 2.4 - Representação esquemática de um sistema de cogeração com turbina a gás e caldeira recuperativa.

Cogeração com Turbina a Vapor

O Ciclo Rankine é um ciclo termodinâmico reversível que converte calor em trabalho. O calor é fornecido por uma fonte de calor externa para uma caldeira, sendo o fluido de trabalho geralmente água.

Um sistema de cogeração com turbina a vapor funciona segundo um ciclo de *Rankine*, pelo que, é necessária a implementação de caldeiras de vapor. Os dois principais tipos de turbina a vapor podem ser diferenciados, de acordo com a pressão do vapor à saída da turbina. Está-se perante uma turbina de contrapressão quando a pressão à saída é superior à atmosférica. No caso em se sucede o contrário, a turbina designa-se por turbina de condensação e é necessária a introdução de um condensador no processo.

Sistemas de cogeração com turbina a vapor **Figura 2.4** são caracterizados por terem uma razão potência / calor muito baixa, pois nestas a geração de eletricidade é um produto secundário da geração de calor, ao contrário da turbina a gás. Deste modo, sistemas deste tipo são, frequentemente, utilizados em aplicações onde as necessidades de energia térmica exigem vapor ou temperaturas muito altas.

Este tipo de sistema está tipicamente implementado em processos industriais onde combustíveis sólidos como a biomassa, o carvão, ou resíduos industriais estão prontamente disponíveis para a alimentação da caldeira. A recuperação de calor residual de processos industriais de alta temperatura é outro campo promissor de aplicação para estas turbinas [27].

A cogeração de ciclo combinado é um sistema de cogeração que consiste na combinação dos dois tipos de tecnologia apresentados anteriormente, projetados de forma a complementarem-se, que permite aumentar o rendimento e a eficácia global da cogeração.

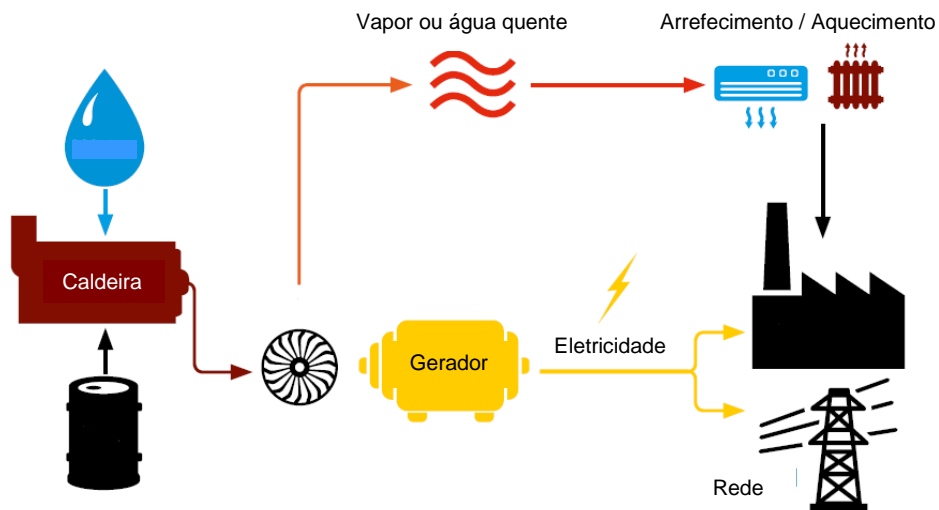


Figura 2.4 - Representação esquemática de um sistema de cogeração com turbina a vapor [27]

Cogeração com motor alternativo

Os motores alternativos, também denominados de motores de combustão interna, podem ser de dois tipos, de explosão (motores de ciclo de *Otto*) onde a ignição é feita por faísca, ou de Diesel, no caso em que a ignição é feita por compressão.

No ciclo de *Otto*, ilustrado na **Figura 2.5**, é recebida uma mistura de ar e combustível para dentro do cilindro. Posteriormente, esta mistura é comprimida pelo movimento do pistão e finalmente, através da vela de ignição, é desencadeada a queima da mistura. No final do ciclo, o cilindro está cheio de gases resultantes da combustão interna. Com o contínuo movimento do êmbolo, a válvula de escape é aberta e os gases são libertados [33]. Os motores de Otto são motores a dois e quatro tempos.

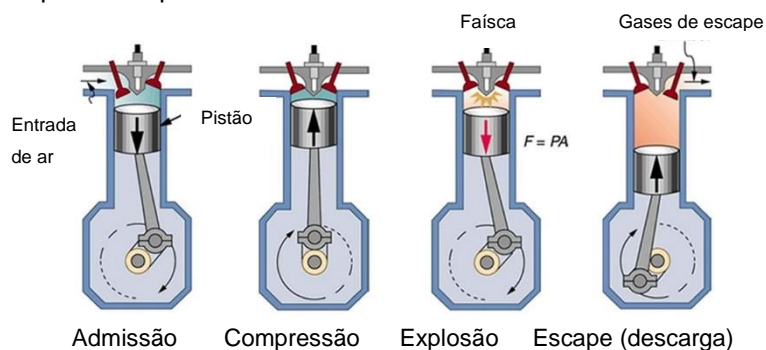


Figura 2.5 - Ciclo de Otto em 4 tempos.

Ao contrário do ciclo de *Otto*, no ciclo de Diesel, cujo esquema está representado na **Figura 2.6**, apenas o ar é admitido e comprimido através do movimento do pistão. A injeção do combustível pela bomba injetora para dentro deste gás altamente aquecido é seguida de uma autoignição e expansão dos gases, não sendo necessária o dispositivo que causa a faísca [34]. Estes podem ser motores a dois ou a quatro tempos.

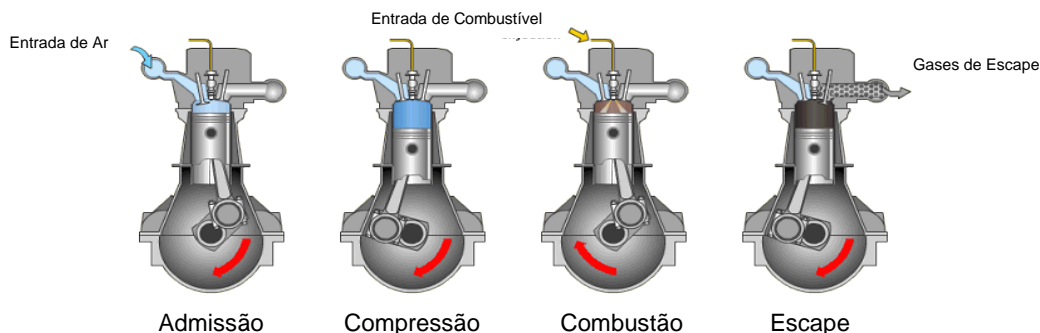


Figura 2.6 - Ciclo de Diesel em 4 tempos.

O tipo de combustível utilizado por um motor *Otto* é distinto do utilizado por um motor Diesel. Ambos podem utilizar gás natural como combustível. Para além do gás natural o motor Diesel pode usar gasóleo e biodiesel, ao contrário do motor *Otto* que usa essencialmente gasolina e álcool.

Cogeração com ciclo de *Rankine* orgânico

Ao contrário do ciclo de *Rankine* tradicional, o CRO não utiliza água mas sim um fluido orgânico com um ponto de ebulição inferior ao da água como fluido de trabalho.

O CRO produz energia através da conversão de calor desperdiçado em energia elétrica. O calor residual que passa através de um permutador de calor transfere a sua energia a um meio refrigerante orgânico produzindo vapor de alta pressão a baixas temperaturas através de um ciclo fechado. A pressão é usada para mover uma turbina conectada a um gerador. No final, o vapor retorna ao seu estado fluido, num permutador de calor, onde é arrefecido e reenviado para o ciclo de vaporização, como é demonstrado na **Figura 2.7**.

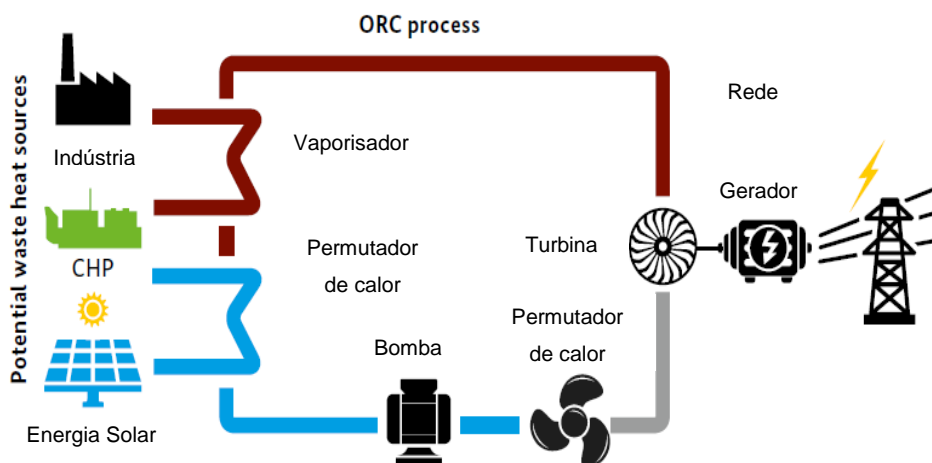


Figura 2.7 – Princípio de um sistema de cogeração com ciclo de Rankine orgânico [27].

O CRO é atualmente uma das únicas tecnologias capaz de aproveitar energia térmica de baixa temperatura, sendo que fluidos como o butano, hexano e o pentano se apresentam como fluidos capazes de operar segundo este ciclo, pois apresentam temperaturas de ebulição muito abaixo da água [35].

Pilhas de combustível

O princípio de funcionamento de uma pilha de combustível é, à semelhança de uma bateria, converter a energia química contida no combustível diretamente em energia elétrica [36]. Para tal é necessário combinar quimicamente o combustível e o oxigênio para a produção de eletricidade com o calor útil como subproduto [27]. Uma vez que não existe o fenômeno de combustão, as pilhas de combustível são silenciosas e consideradas uma tecnologia limpa, não trazendo grande impacto danoso para o meio ambiente.

Em comparação com os motores de combustão interna, a utilização de pilhas de combustível para a produção de calor e energia, conseguem alcançar eficiências energéticas superiores, pois a energia química contida no combustível, no caso dos motores de combustão interna, sofre uma série de transformações até atingir a forma de energia elétrica, resultando em sucessivas perdas de energia [36].

Os processos de conversão nas pilhas de combustíveis são exotérmicos, o que implica que uma parte da energia química não é convertida. Em sistemas de cogeração este calor libertado pode ser aproveitado o que faz aumentar o rendimento global do sistema [36].

Uma pilha de combustível é constituída por dois elétrodos, um ânodo e um cátodo, porosos, separados por um eletrólito. Da **Figura 2.8** verifica-se que o ânodo é alimentado pelo combustível, neste caso H_2 , e o cátodo é alimentado pelo oxidante.

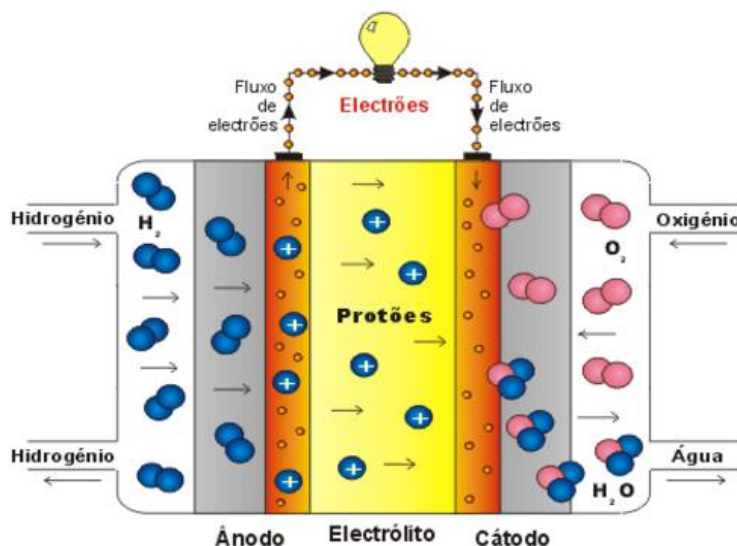


Figura 2.8 – Princípio de funcionamento de um pilha de combustível (H_2)

Um dos grandes inconvenientes face à utilização de pilhas de combustível para a produção de energia é o elevado custo de investimento inicial e a ausência de infraestruturas de apoio técnico. Levando a que este tipo de tecnologia não venha a ser implementado.

Microturbinas

A geração distribuída é uma forma estratégica de se instalar pequenas unidades geradoras próximas dos consumidores. As microturbinas são um tipo de aplicação em sistemas elétricos de potência de geração distribuída.

À semelhança das turbinas a gás, as microturbinas são também compostas por um compressor, por uma câmara de combustão, por uma turbina e por um gerador elétrico, mas apresentam uma potência elétrica mais baixa. O princípio de funcionamento baseia-se no mesmo que o da turbina a gás, onde tanto o compressor como a turbina estão ligados ao mesmo eixo.

Para a utilização em sistemas de cogeração, é necessária a utilização de um permutador de calor que aproveite a energia térmica presente nos gases de exaustão [37].

Comparação entre os sistemas de Cogeração

A **Tabela 2.2** apresenta as principais características de algumas das tecnologias anteriormente descritas como também alguns custos médios associados.

Tabela 2.2 - Características de operação e de custos das principais tecnologias de cogeração (adaptado [38,39,40])

	<i>Turbina a Gás</i>	<i>Turbina a Vapor</i>	<i>Motores alternativos</i>	<i>Pilhas a combustível</i>	<i>Microturbinas</i>
<i>Rendimento Elétrico</i>	25% - 40%	10% - 20%	25% - 45%	35% - 50%	15% - 30%
<i>Rendimento Global</i>	65% - 85%	60% - 80%	65% - 90%	Ap. 85%	60% - 85%
<i>Potência Típica (MWe)</i>	0,2 – 100	0,5 – 100	0,05 – 30	0,01 – 0,25	0,03 – 0,35
<i>Relação PT/PE</i>	1,25 – 2	2 – 10	0,4 – 1,7	1,1	1 – 2,5
<i>Custo de Investimento (€/kWe)</i>	600 - 800	700 - 1900	700 - 1400	>2500	1300 - 2500
<i>Custo de Manutenção (€/MWe)</i>	2 – 7	3	7 – 12	2 – 12	10
<i>Ruído</i>	Médio	Alto	Alto	Baixo	Médio
<i>Uso do Calor</i>	Água quente, vapor a alta e baixa pressão	Vapor a alta e baixa pressão	Água quente, vapor a baixa pressão	Água quente, vapor a baixa pressão	Água quente, vapor a baixa pressão

Para finalizar este estudo, a **Tabela 2.3** apresenta quais as principais vantagens e desvantagens de cada tecnologia descrita anteriormente, de maneira a entender quais as principais diferenças entre elas.

Tabela 2.3 – Vantagens e desvantagens dos diferentes tipos de tecnologias de Cogeração (adaptado) [39].

<i>Tecnologia</i>	<i>Vantagens</i>	<i>Desvantagens</i>
<i>Turbina a gás</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Baixo nível de emissões poluentes; - Não necessita de refrigeração; - Gases de elevada temperatura (450-900°C); - Elevada fiabilidade 	<ul style="list-style-type: none"> - Limitação no tipo de combustível; - Operação com gás a elevada pressão; - Menor eficiência em processos com necessidades térmicas reduzidas; - Potência de saída diminui com o aumento da temperatura ambiente.
<i>Turbina a vapor</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Possibilidade de operação com vários tipos de combustível; - Rendimento global elevado; - Elevada quantidade de vapor disponível; - Vapor a alta pressão. 	<ul style="list-style-type: none"> - Baixo rendimento elétrico; - Arranque lento;
<i>Motores alternativos</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Rendimento elétrico elevado; - Arranque rápido; - Operação com gás a baixa pressão; - Bom desempenho com carga parcial; 	<ul style="list-style-type: none"> - Elevados custos de manutenção; - Nível elevado de emissão de poluentes; - Necessidade de refrigeração; - Ruído de baixa frequência
<i>CRO</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Elevada eficiência; - Facilidade nos procedimentos de arranque e paragem; - Baixa manutenção; - Tempo de vida elevado; 	<ul style="list-style-type: none"> - Reduzida implantação no mercado; - Inviável para instalações com necessidades energéticas baixas.
<i>Pilhas a combustível</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Baixas emissões poluentes; - Baixo nível de ruído; - Modularidade; 	<ul style="list-style-type: none"> - Elevado custo de investimento; - Fiabilidade; - Necessitam de pré-processamento do combustível (dificuldade de produção de H₂); - Tecnologia em desenvolvimento;
<i>Microturbina</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Dimensões compactas; - Baixa emissão de poluentes; - Peso reduzido; - Não necessitam de refrigeração; - Baixos custos de manutenção; 	<ul style="list-style-type: none"> - Custos elevados; - Calor a baixa temperatura; - Tecnologia em desenvolvimento;

2.2 Trigeração

A trigeração, cujo esquema simplificado está ilustrado na **Figura 2.9**, pode ser definida como a combinação da cogeração com uma tecnologia de refrigeração, para a produção de energia de arrefecimento. É a geração combinada e sequencial de energia elétrica e térmica, de aquecimento e de arrefecimento, num único sistema integrado, a partir de uma só fonte de energia primária [41].

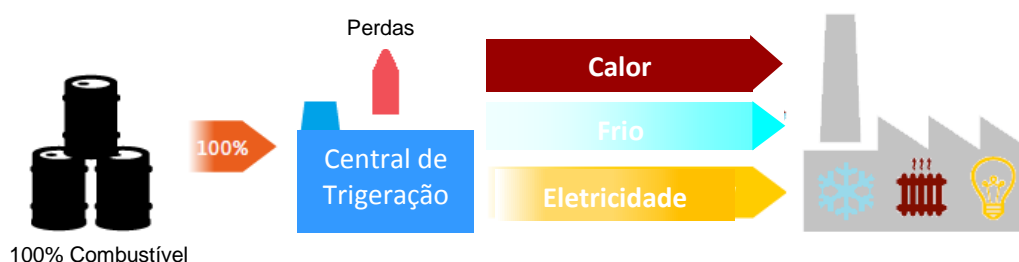


Figura 2.9 – Esquema simples de Trigeração (adaptado [27])

Deste modo, o calor desperdiçado da cogeração é aproveitado para a produção de frio através de tecnologias de absorção ou de adsorção [27].

Ainda mais que os sistemas de cogeração, os sistemas de trigeração quando comparados com os sistemas de produção em separado de eletricidade, calor e frio, o seu desempenho energético melhorado traz benefícios na redução da emissão de gases com efeito de estufa para a atmosfera [42].

Vários estudos têm sido feitos nos últimos anos com o objetivo de maximizar a eficiência energética dos sistemas de trigeração com diminuição do impacto ambiental através da redução no consumo dos combustíveis primários [43].

A **Figura 2.10** ilustra um sistema de cogeração com a adição de uma tecnologia de refrigeração para a produção de frio, passando este a ser denominado de trigeração.

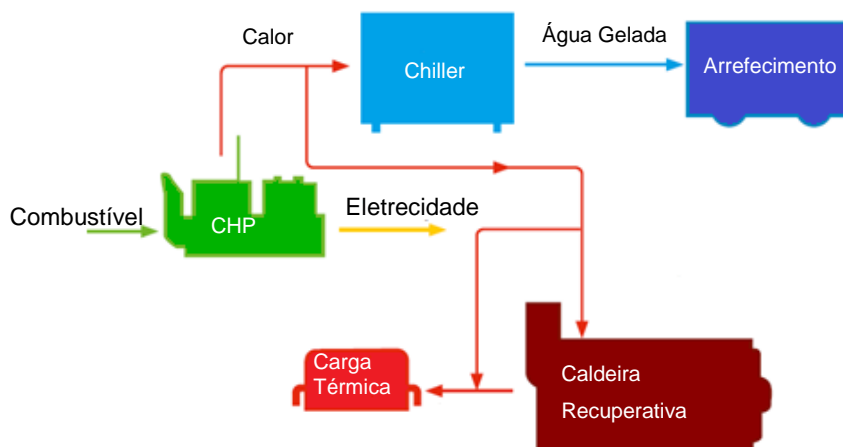


Figura 2.10 - Elementos de um sistema de trigeração (adaptado [27])

Os sistemas de trigeriação otimizam ainda mais as eficiências da cogeração, utilizando o calor, que seria desperdiçado, para aquecimento e / ou arrefecimento. Além disso, a trigeriação aumenta a flexibilidade da utilização do calor residual, uma vez que o processo pode ser adaptado às variações sazonais da procura de energia de aquecimento e arrefecimento.

Para além do aproveitamento térmico para sistemas de refrigeração (*chillers*), um sistema de trigeriação permite ainda uma melhor utilização do motor primário com benefícios económicos comparando com os sistemas de cogeração [42].

2.2.1 Sistemas de Trigeriação

Um chiller é um equipamento que tem como função arrefecer líquido através de um processo termodinâmico. Os principais chillers existentes são os de compressão, que tem um acionamento elétrico, e os de absorção e de adsorção com acionamento térmico, pelo que será feita uma análise mais rigorosa destes dois últimos.

A eficiência de um chiller é descrita em termos do coeficiente de performance (COP), reflete o rendimento de energia térmica quente transformada em energia frigorífica, definido pelo quociente entre o fluxo de calor que é absorvido no evaporador e o fluxo de calor fornecido.

$$COP = \frac{\text{Energia frigorífica produzida}}{\text{Energia fornecida}} \quad (2.8)$$

Chillers de Absorção

Ao contrário dos chillers de compressão que utilizam um compressor mecânico, geralmente acionado por um motor elétrico, para produzir água gelada, os chillers de absorção utilizam energia térmica num processo termoquímico de absorção, sendo estes muitas vezes integrados em sistemas de Cogeração de forma a permitir um melhor e maior aproveitamento do calor, que de outra forma seria desperdiçado [44].

O ciclo de refrigeração por absorção transfere calor entre as zonas de baixa e alta temperatura através de processos de absorção (**Figura 2.11 a**), onde ocorre a transferência de calor para a região de temperatura intermédia, e dessorção (**Figura 2.11 b**) onde há transferência de calor para o ciclo através de uma fonte de alta temperatura [45].

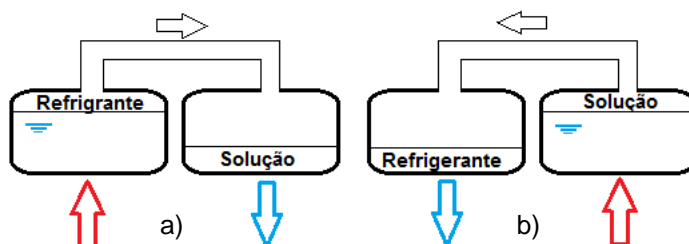


Figura 2.11 - Ciclo de refrigeração.

O ciclo de absorção contém quatro processos, dois dos quais são caracterizados pela existência de trocas de calor e os outros dois por trocas simultâneas de calor e massa.

Os chillers de absorção são equipamentos que produzem frio a partir da energia térmica. Estes incluem um sistema de condensação e um de evaporação para a produção do frio. A fonte de calor utilizada pode ser de combustão direta, quando o calor necessário ao processo é obtido através da queima direta de combustível, ou de combustão indireta, quando o calor necessário é fornecido na forma de vapor de baixa pressão, água quente ou energia térmica desperdiçada [46].

Os chillers de absorção diferem essencialmente nos fluidos de trabalho utilizados. Dos chillers de queima indireta existentes, as misturas binárias mais comuns são o brometo de lítio – água e a água – amoníaco [1]. Quando o par LiBr-H₂O é utilizado, a água é o refrigerante e o LiBr o absorvente. O contrário acontece no ciclo de NH₃-H₂O na qual a amónia é o refrigerante e a água o absorvente [47].

A escolha do par de trabalho para um sistema de absorção tem que ser feita tendo em atenção qual a temperatura da água gelada. Em sistemas de absorção que usam a água como refrigerante, a temperatura tem que ser acima da temperatura de congelamento da água (0°C) não devendo ser inferior aos 5°C. Os sistemas que usam amoníaco como refrigerante são comuns quando são necessárias temperaturas abaixo dos 0°C [48].

Comparando os dois sistemas, o sistema de LiBr-H₂O opera a pressões abaixo da pressão atmosférica, ao contrário do sistema que opera com NH₃-H₂O que funciona com pressões entre os 5 e os 20 bar [45].

Em termos de performance, sistemas que utilizem NH₃ conseguem apenas atingir coeficientes de performance, COP, entre 0,5 – 0,7 [45], como calculado na equação (2.8), enquanto um sistema de absorção de efeito simples de LiBr é caracterizado por obter um coeficiente de performance (COP) entre os 0,7 – 0,8 o de duplo efeito 1,1 – 1,2 [45,49] e os de triplo efeito um COP de 1,7 [50] sendo este os chillers de absorção que apresentam um melhor aproveitamento da energia térmica disponível.

Dado que se trata de um equipamento que funciona por base de um sistema termodinâmico, não existem peças móveis no sistema, proporcionando um tempo de vida útil elevado e uma manutenção reduzida quando comparado com os sistemas de absorção por compressão [46]. Apresentam um baixo consumo elétrico, e no caso dos chillers com queima indireta existe ainda a vantagem de funcionarem com uma panóplia de fontes de energia, como vapor de baixa pressão, água quente, energia solar, entre outras [51].

A grande desvantagem dos chillers de absorção reside no seu elevado consumo de energia térmica associado a coeficientes de performance não muito elevados. Aquando da utilização de brometo de lítio como substância absorvente, pode ainda ocorrer cristalização [46].

Os principais componentes de um chiller de absorção são o evaporador, zona onde ocorre a refrigeração da água; o absorvedor, zona onde o vapor de água evaporado é absorvido pela substância absorvente; o gerador, zona onde é fornecida a fonte de calor e

onde a solução é reconcentrada e por fim o condensador que corresponde à zona onde o vapor de água produzido no gerador é condensado. Num sistema que opere com NH_3 , o gerador do sistema convencional é substituído pela combinação de um gerador e uma coluna de retificação, de modo a separar o vapor de água do vapor de amoníaco [45].

Hoje em dia, os chillers de absorção que utilizem brometo de lítio e água, de efeito simples ou duplo, são as tecnologias, ativadas termicamente, mais comercializadas e mais utilizadas em instalações de cogeração [1].

De uma forma simplificada, pode-se observar os principais componentes e o ciclo termodinâmico de um chiller de absorção de efeito simples na **Figura 2.12**.

De uma forma muito geral, admitindo que se está perante uma solução de brometo de lítio (absorvente) e água (refrigerante), o ciclo pode ser descrito da seguinte forma: é fornecido vapor ao gerador de forma a concentrar a solução de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ fazendo evaporar a água ao aquecer a solução. O vapor refrigerante (vapor de água) que se forma, escoar para o lado do condensador (7), onde ao entrar em contacto com a água de refrigeração condensa. Uma vez condensada, o refrigerante (água) passa numa válvula (8), onde baixa a sua pressão, e vai até ao evaporador (9). Nesta etapa, o refrigerante entra em contacto com os tubos por onde circula a água que se quer arrefecer, existindo uma transferência de calor dos tubos de água para o refrigerante acabando este por vaporizar, isto acontece, pois a pressão diminui e consequentemente a pressão do vapor do refrigerante também, desta forma evapora, e como é necessário calor para ocorrer evaporação, a serpentina vai arrefecer produzindo água gelada no seu interior. O refrigerante vaporizado é enviado para o absorvedor (10) onde irá ser absorvido pela solução concentrada em absorvente (brometo de lítio) proveniente do gerador (4). A solução concentrada que deixa o gerador, passa num permutador de calor onde vai ser arrefecida pela solução diluída que vem do absorvedor e se dirige para o gerador (2). Depois de passar no permutador de calor (5) a solução é enviada para o absorvedor onde entra em contacto com a superfície externa dos tubos do absorvedor. Durante esta etapa, a solução concentrada absorve o vapor refrigerante que sai do evaporador (10). Ao longo deste processo de absorção é necessário transferir-se energia da solução devido aos processos de condensação e diluição do vapor refrigerante na solução, fazendo passar-se nos tubos do absorvedor água de refrigeração. A solução diluída que deixa o absorvedor é bombeada para o permutador de calor (1) e seguidamente para o gerador. A nível de pressões, o gerador e condensador encontram-se à mesma pressão e o evaporador e absorvedor também, sendo a pressão dos primeiros mais elevada.

A gama de pressões de um chiller como o representado na **Figura 2.12** é entre os 0,6 kPa, nas zonas do evaporador e absorvedor, e um máximo de 10 kPa na zona do gerador e condensador. A temperatura da água gelada, à saída do evaporador, varia entre os 14 – 5°C.

Para uma melhor compreensão dos pontos distintos de pressão e temperaturas, e de forma a ser mais fácil o cálculo dos balanços energéticos deste tipo de sistemas, a **Figura 2.13** representa um diagrama de pressão temperatura para o chiller representado na **Figura 2.12**.

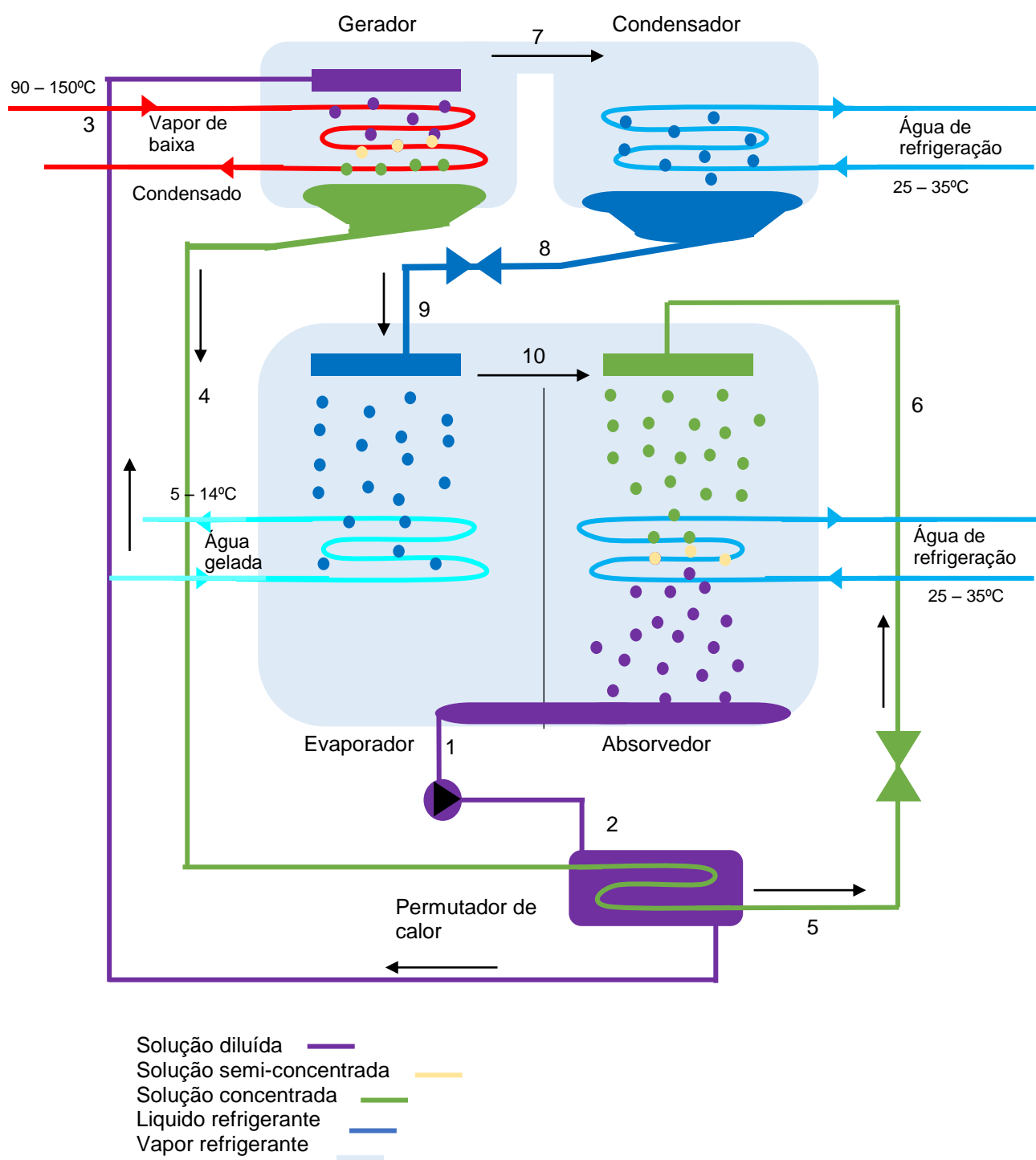


Figura 2.12 – Ciclo de absorção para um chiller de absorção de efeito simples (par de trabalho LiBr – H₂O)

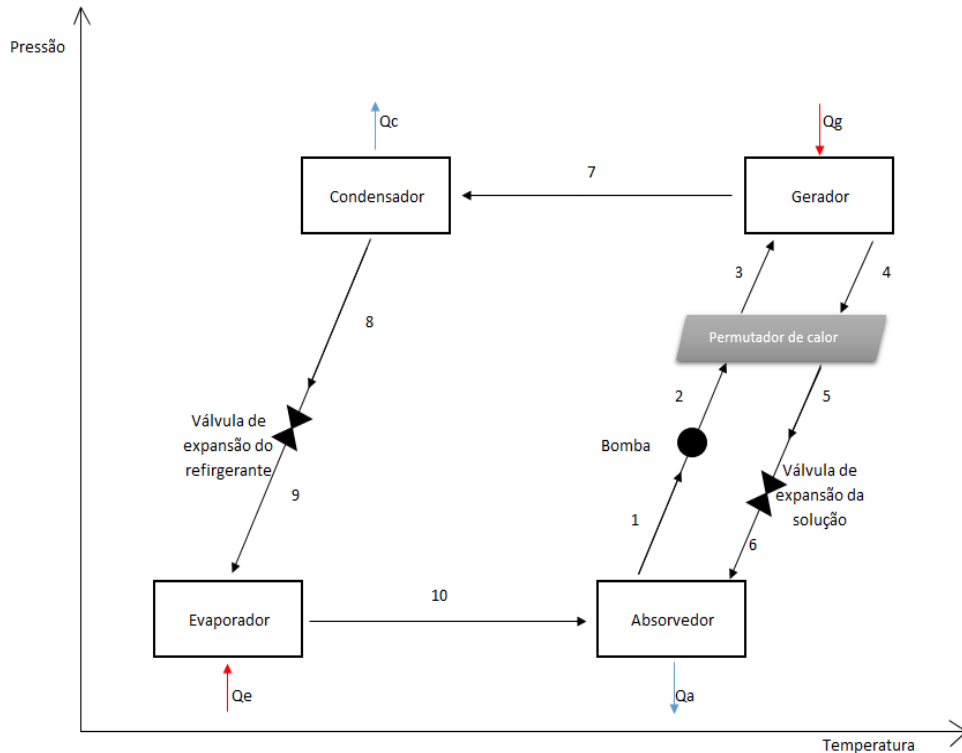


Figura 2.13 - Diagrama de pressão e temperatura para um chiller de absorção de LiBr-H₂O efeito simples (adaptado [50])

Para o cálculo dos balanços energéticos do sistema é necessário primeiro calcular-se a composição da mistura. O fluido utilizado, como já foi referido anteriormente, é na maior parte dos casos uma mistura binária (refrigerante + absorvente). O estado termodinâmico de uma mistura, ao contrário das substâncias puras, não pode ser determinado apenas através da pressão e temperatura. É também necessário conhecer-se a sua concentração.

$$x = \frac{\text{massa refrigerante}}{\text{massa refrigerante} + \text{massa absorvente}} = \frac{m_r}{m_r + m_a} \quad (2.9)$$

Onde a referência de concentração é dada pelo LiBr ou o NH₃.

Uma vez determinada a concentração da solução é possível, através de funções de pressão, temperatura e concentração, determinar-se as entalpias dos diversos pontos do ciclo.

No estado estacionário o balanço de massa de cada componente deve ser igual a zero, e uma vez que se está a assumir que não ocorrem reações químicas entre o absorvente e o refrigerante, o balanço de massa de cada espécie em qualquer componente é também zero.

Partindo da **Figura 2.13**, e assumindo que estamos perante o par de trabalho LiBr-H₂O, o balanço mássico e energético para cada componente do chiller é determinado da seguinte forma:

Análise ao Gerador:

O balanço de massa ao gerador é dado por:

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (2.10)$$

e pela equação o balanço que traduz a conservação de LiBr no gerador:

$$m_3 x_3 = m_4 x_4 \quad (2.11)$$

sendo que x_3 corresponde à fração mássica da solução de LiBr fraca e x_4 a forte.

Ainda no gerador, o balanço energético é dado por:

$$Q_G = m_4 h_4 + m_7 h_7 - m_3 h_3 \quad (2.12)$$

Uma vez calculado o balanço ao gerador, é possível calcular-se a massa de vapor necessária para satisfazer o mesmo.

$$Q_G = m_{\text{vapor}} \Delta h_{\text{vaporização}} \quad (2.13)$$

Admitindo que o vapor é ligeiramente sobreaquecido e que o condensado obtido é subarrefecido o seu contributo para o balanço é praticamente nulo.

Análise ao Condensador:

O balanço de massa ao condensador é dado por:

$$m_7 = m_8 \quad (2.14)$$

O calor trocado no condensador pode ser determinado a partir do balanço energético ao mesmo que é dado por

$$Q_c = m_7 (h_7 - h_8) \quad (2.15)$$

Da mesma forma que anteriormente foi possível calcular-se a massa de vapor necessária no gerador, uma vez finalizado o balanço ao condensador, é possível calcular-se a massa de água de refrigeração necessária:

$$Q_c = m_{AR} CP_{AR} (T_{in} - T_{out}) \quad (2.16)$$

Análise ao Evaporador:

Uma vez no evaporador, o balanço de massa é dado por:

$$m_9 = m_{10} \quad (2.17)$$

Dado que o evaporador recebe calor, o balanço energético é dado por:

$$Q_E = m_{10} h_{10} - m_9 h_9 \quad (2.18)$$

A massa de água gelada produzida no evaporador é calculada segundo:

$$Q_E = m_{AG} CP_{AG} (T_{in} - T_{out}) \quad (2.19)$$

Análise ao Absorvedor:

O balanço mássico ao absorvedor é dado pela seguinte expressão:

$$m_1 = m_6 + m_{10} \quad (2.20)$$

e uma vez na presença de LiBr a equação que traduz a conservação de LiBr no absorvedor:

$$m_1 x_1 = m_6 x_6 \quad (2.21)$$

sendo que x_1 corresponde à fração mássica da solução de LiBr fraca e x_6 a forte

À semelhança do condensador, o absorvedor liberta energia pelo que o balanço energético é o que está expresso na equação (2.22)

$$Q_A = m_{10}h_{10} + m_6h_6 - m_1h_1 \quad (2.22)$$

No absorvedor também é consumida água de refrigeração. O cálculo da quantidade de água de refrigeração necessária para esta etapa do chiller é calculada segundo a seguinte expressão:

$$Q_A = m_{AR}CP_{AR}(T_{in} - T_{out}) \quad (2.23)$$

Análise à bomba de solução:

O balanço de energia feito à bomba de solução e assumindo a igualdade $m_1=m_2$, calcula-se da seguinte forma:

$$w = m_2 * h_2 - m_1 * h_1 = m_1(h_2 - h_1) \quad (2.24)$$

Por outro lado, a potência da bomba pode ainda ser expressa segundo a equação (2.25), considerando que se trata de um modelo de bomba isentrópica, e que esta apenas provoca um aumento da pressão do sistema, da pressão baixa para a alta.

$$w = m_1 * v * (P_2 - P_1) \quad (2.25)$$

Análise ao permutador de calor:

O balanço energético ao permutador de calor, assumindo que este tem um comportamento adiabático é calcula-se através da equação (2.27)

$$0 = m_3h_3 + m_5h_5 - m_2h_2 - m_4h_4 \quad (2.26)$$

$$m_2h_2 + m_4h_4 = m_3h_3 + m_5h_5 \quad (2.27)$$

Após a análise a todos os componentes presentes num chiller de absorção de LiBr-H₂O, é possível determinar-se o COP da instalação por meio de alteração da equação (2.8).

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G + w} \cong \frac{Q_E}{Q_G} \quad (2.28)$$

Sendo Q_E a capacidade do evaporador, Q_G a capacidade do gerador e w o trabalho da bomba. Uma vez que, comparativamente com a capacidade do gerador e do evaporador, o trabalho da bomba é muito menor, mil vezes menor na maioria dos casos, esta é desprezada na equação pois não se traduz em diferenças significativas no cálculo do COP.

Chillers de Adsorção

Ao contrário da absorção, onde a substancia absorvida é embebida pela substancia absorvente, na adsorção, a substancia fica apenas retida na superfície do adsorvente não incorporando no seu volume. A adsorção é um fenómeno de adesão reversível, e quando as moléculas da substancia são fixas no adsorvente libertam energia. De forma geral, os chillers

de adsorção utilizam água como refrigerante e um gel de sílica ou carvão ativado como adsorvente [51] .

Tal como nos anteriores, o calor gerado num chiller de adsorção advém de uma fonte externa. Chillers de adsorção que utilizem o gel de sílica como substância adsorvente podem funcionar com temperaturas abaixo dos 90°C e com pressões entre 1 – 3kPa [52]. Desta forma, este tipo de tecnologia pode ser aplicado em sistemas térmicos ou em sistemas de cogeração de baixa temperatura, refletindo num COP que varia apenas entre os 0,5 – 0,6 [53].

Estes são constituídos duas câmaras de adsorção, um evaporador e um condensador, e funcionam á base das interações existentes entre o gás e o sólido. Com a refrigeração por adsorção, a interação molecular entre o sólido e o gás permite que o gás seja adsorvido no sólido.

Em chillers de adsorção, o adsorvente sólido, deve ser alternadamente arrefecido e aquecido para que os processos de adsorção e dessorção do refrigerante ocorram [52].

De acordo com o que está esquematizado na **Figura 2.14** , o ciclo de operação de um chiller de adsorção pode ser descrito da seguinte forma: o refrigerante previamente adsorvido na câmara de adsorção, é conduzido até ao condensador através de água quente (1) como vapor de refrigerante, uma vez no condensador, ao entrar em contacto com água de refrigeração condensa. O refrigerante condensado é pulverizado no evaporador e evapora-se sob baixa pressão. Ao evaporar retira calor da serpentina por onde passa a água a arrefecer, produzindo o efeito de refrigeração necessário para produzir água gelada. O vapor de refrigerante sai do evaporador e é adsorvido na câmara de adsorção (2), onde o seu calor é removido por água de refrigeração. Trata-se de um ciclo fechado, pelo que quando o refrigerante volta ao condensador o ciclo recomeça [54,55] . De forma a se obter uma grande capacidade de adsorção, é necessário ter uma grande superfície de adsorvente disponível, sendo a dimensão dos microporos um ponto determinante para a capacidade de adsorção do adsorvente.

Quando o lado que adsorve (2) fica totalmente carregado, ou seja ocorre saturação do adsorvente com água, e o lado onde ocorre a dessorção (1) fica totalmente regenerado, as duas camaras trocam de funções, ou seja o lado que está saturado vai regenerar, e o que foi regenerado vai começar a adsorver a água vinda do evaporador de forma a saturar [56].

As capacidades de arrefecimento mais comuns dos chillers de adsorção são bastante mais baixas que nos de absorção, chegando apenas até aos 1000 kW [1].

Alguns fatores são determinantes para que o processo de adsorção seja possível, dos mais importantes pode-se referir a capacidade do gel de sílica não sofrer alterações estruturais ou de volume ao reter a água, quando se está perante um sistema que funciona com pressões abaixo da pressão atmosférica (vácuo) a água evapora a temperaturas relativamente baixas e o facto do gel de sílica conseguir libertar facilmente a água adsorvida com um ligeiro aumento da temperatura, sendo este processo reversível e repetido indefinidamente [53].

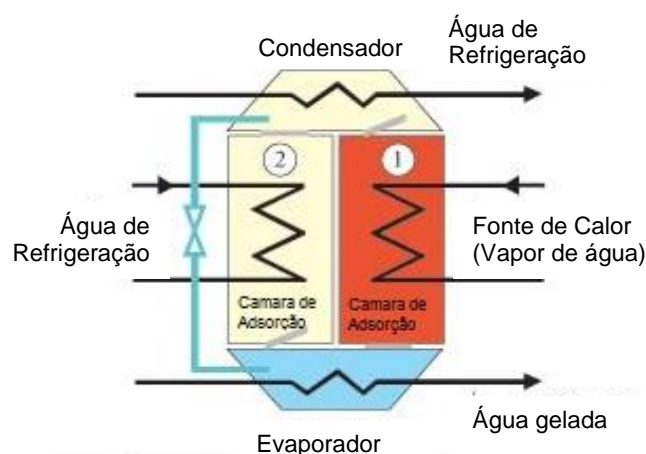


Figura 2.14 - Funcionamento de um chiller de adsorção

Uma vez que a câmara de adsorção é preenchida com material sólido, a necessidade de peças móveis é eliminada conjuntamente com o ruído associado a essas peças. Com isto, os custos de manutenção também são reduzidos e, por usarem gel de sílica na maioria dos casos, não apresentam riscos ambientais [51]. A grande desvantagem reside no seu elevado volume e custo de investimento considerando a sua baixa capacidade de refrigeração [44].

Como se pode observar da **Figura 2.15** [55,57] em termos de aplicações, existem algumas limitações a ter em conta no que toca a chillers de absorção e de adsorção. No que toca a chillers de adsorção, estes funcionam apenas com baixas temperaturas de água quente (até aos 100°C) sendo que a sua temperatura ótima de operação é entre os 80 – 90°C., enquanto os de absorção, funcionam a gamas de temperaturas mais elevadas (superiores a 90°C) podendo estas atingir os 150°C, desvios a estas temperaturas, afetam consideravelmente a capacidade de refrigeração do chiller [55].

No que toca ao tipo de calor desperdiçado disponível, existem também algumas limitações na aplicação destas tecnologias, uma vez que a origem do calor residual vai influenciar a temperatura a que este está disponível. Na **Figura 2.16** adaptada de [55], é possível verificar que nem todas as tecnologias se aplicam aos chillers de igual forma, pelo que é necessário ter em atenção qual a origem do calor residual antes da escolha do chiller a adicionar.

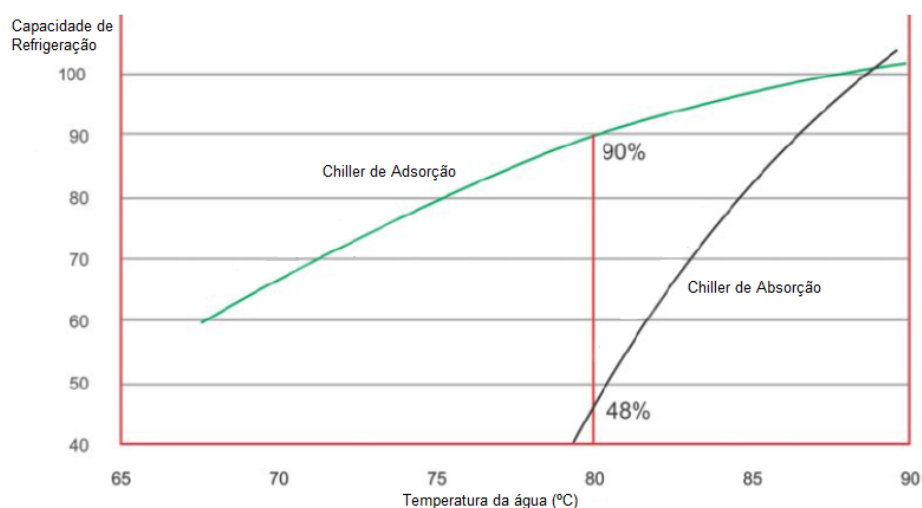


Figura 2.15 - Capacidade de refrigeração de um chiller (adaptado [55,57])

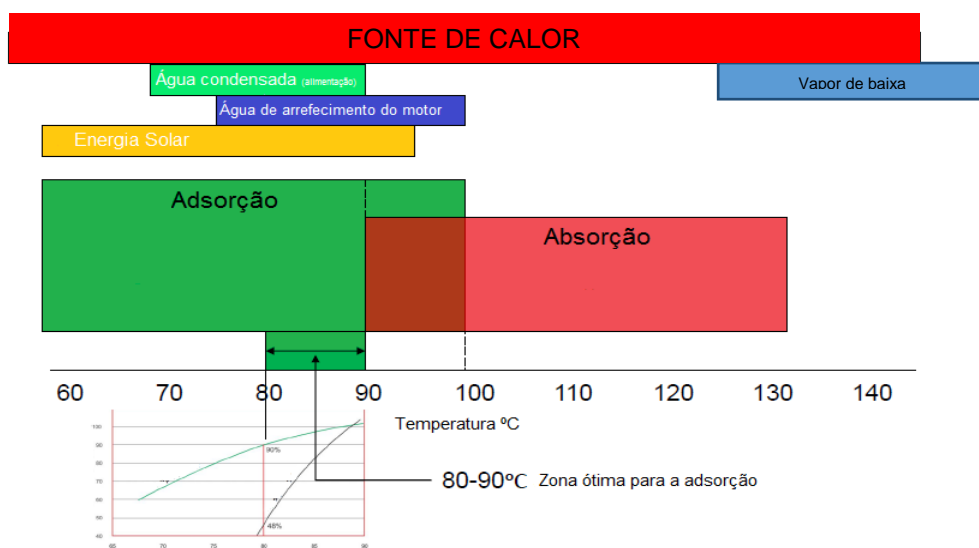


Figura 2.16 - Origem de calor residual e tecnologia de refrigeração indicada (adaptado[55]).

Dada a tecnologia implementada na SCC, pode-se desde já verificar que a melhor escolha é a adição de um chiller de absorção. Esta escolha assenta no facto de que apenas o chiller de absorção consegue utilizar o calor residual proveniente dos gases de escape da turbina, como se pode verificar pela **Figura 2.16**.

De forma a finalizar o estudo entre as diferentes tecnologias que podem ser aplicadas a sistemas de cogeração, a **Tabela 2.4** apresenta-se como um pequeno resumo das diversas características e custos dos chillers mencionados anteriormente, de forma a se poder fazer uma escolha mais acertada.

Tabela 2.4 - Comparação entre as tecnologias de arrefecimento (adaptado [1,44,45])

	<i>Absorção - NH₃</i>	<i>Absorção – LiBr (simples)</i>	<i>Adsorção - Sílica</i>
<i>Capacidade de Refrigeração</i>	10 – 2500 kW	35 – 7000 kW	50 – 1000 kW
<i>COP</i>	0,25 – 0,6	0,7 – 0,8	0,5 – 0,6
<i>Temperatura de entrada</i>	100°C – 200°C	90°C – 150°C	55°C – 90°C
<i>Temperatura de saída</i>	-60°C – 0°C	6°C – 10°C	5°C – 12°C
<i>Investimento</i>	355 – 500 €/kW	250 €/kW	500 €/kW

Através da **Tabela 2.4** verifica-se que o chiller de absorção de água e brometo de lítio são aqueles que apresentam uma melhor relação entre o seu custo de investimento e o seu COP. Posto isto e da análise feita também ao valor da temperatura de entrada, bem como à tecnologia presente na SCC, procedeu-se à avaliação energética e económica deste tipo de chiller.

3. Metodologia

Do estudo feito no capítulo anterior verifica-se que a melhor escolha de tecnologia é a adição de um chiller de absorção dadas as gamas de temperatura disponíveis nos gases de escape da turbina e da tecnologia já existente na fábrica de vialonga.

O desempenho de um chiller de absorção depende das propriedades químicas e termodinâmicas dos pares de trabalho bem como das condições de operação do equipamento. Dos pares refrigerante/absorvente existentes, os que apresentam maior vantagem a nível de desempenho e ambiental são o $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, sendo que o primeiro, apesar do risco de cristalização, apresenta um melhor e maior desempenho face ao segundo [1].

De forma a avaliar qual seria o impacto da adição de um chiller de absorção na central de cogeração dividiu-se o estudo em várias fases, ilustradas na **Figura 3.1**.

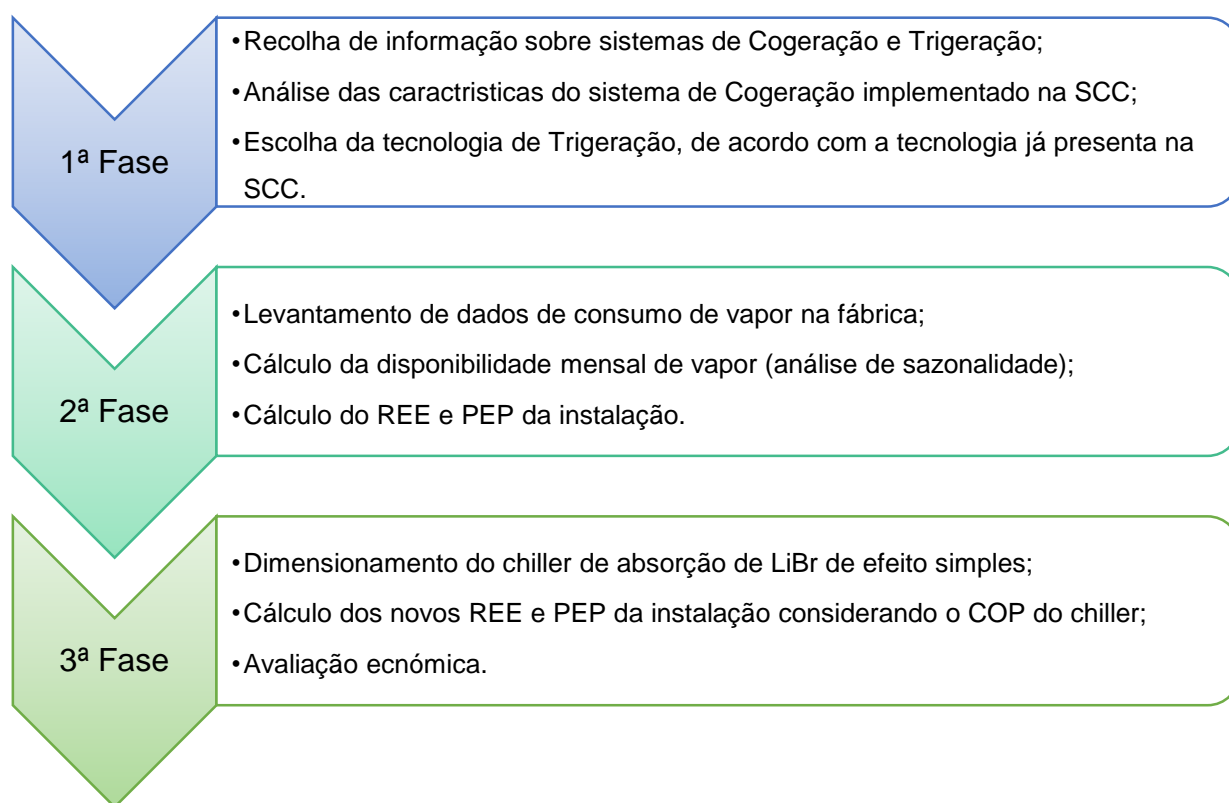


Figura 3.1 – Representação esquemática por fases da metodologia utilizada.

A disponibilidade de energia térmica mensal não é constante e varia se há ou não pós combustão na caldeira recuperativa. Nos meses onde há menos produção existe uma maior disponibilidade de vapor (energia térmica) para aproveitamento no chiller do que nos meses onde há uma maior produção. Uma vez isto, optou-se por fazer três análises distintas e calcular os rendimentos referentes a cada uma das diferentes análises.

1. 1º Cenário - Aproveitamento da energia disponível mensalmente (sem considerar a pós combustão);

2. 2º Cenário - Aproveitamento da energia disponível mensalmente (considerando a pós combustão);
3. 3º Cenário - Aproveitamento da energia de acordo com a capacidade máxima do chiller (igual à energia máxima disponível).

No primeiro cenário, apenas é necessário o cálculo da energia térmica que está disponível na instalação, não sendo necessários cálculos adicionais referentes à fonte de energia primária. Nos cenários 2 e 3, é necessário, para além da determinação da energia térmica disponível tendo em conta o parâmetro da pós combustão (cenário 2), calcular-se a quantidade adicional de fonte de energia primária, gás natural, que é necessária de forma a atingir-se a produção requerida, tanto para o cenário 2 como para o 3. Este cálculo é feito com base nos parâmetros operatórios da central de cogeração, tendo em conta o rendimento da caldeira recuperativa face à quantidade de gás natural que é colocada para atingir o máximo de produção de vapor, 26,5 ton/h.

Uma vez calculados os valores de energia térmica disponíveis para o aproveitamento na unidade de arrefecimento passou-se ao dimensionamento e cálculo dos balanços energéticos da mesma.

Para realizar uma estimativa de dimensionamento e uma avaliação de desempenho do chiller de absorção consideraram-se os seguintes pressupostos [49,50,58]:

1. O refrigerante em estado estacionário é água pura;
2. As perdas de pressão são consideradas desprezáveis (nulas) com exceção da bomba da solução e das válvulas de expansão (da solução e do refrigerante);
3. A bomba é considerada isentrópica;
4. As perdas de calor são desprezáveis;
5. Nos pontos 1,4 e 8 há apenas líquido saturado;
6. No ponto 10 há apenas vapor saturado.
7. As válvulas de expansão da solução e do refrigerante são consideradas isentálpicas.

De forma a evitar que ocorra precipitação é necessário garantir que a fração em massa do sal não exceda o limite de solubilidade. Para o caso do LiBr o fenómeno de precipitação de sal a partir de uma solução aquosa pode ser facilmente observado numa solução com 70% em massa de LiBr a 100°C [49], pelo que é essencial garantir-se que na zona do gerador, local onde a temperatura é mais elevada, a fração em massa de LiBr não exceda os 70%. Isto pode ser observado no gráfico de Dühring para o sistema de absorção LiBr-H₂O através da **Figura 4.7**.

Segundo *Herold et al 2016* ([49]) um parâmetro de *design* importante a ter-se em conta é a razão de circulação da solução que assume um valor típico de 10,74. Este valor representa a taxa de fluxo de líquido que atravessa a bomba da solução e pode ser calculado da seguinte forma:

$$f = \frac{m_3}{m_7} = \frac{x_w}{x_s - x_w} = 10,74 \quad (3.1)$$

Com isto, e com base no artigo “*Design and construction of a LiBr-water absorption machine*” [58] e no livro “*Absorption Chillers and Heat Pumps*” [49], foi possível definir certos parâmetros de projeto típicos para este tipo de sistemas, listados na **Tabela 3.1**.

Tabela 3.1 - Parâmetros de projeto para o chiller de absorção do tipo LiBr-H₂O

Símbolo	Parâmetro	Valor	Unidade
Q_G^1	Capacidade do gerador		kW
X_w	Fração mássica solução "fraca"	57,18	% LiBr
X_s	Fração mássica solução "forte"	62,50	% LiBr
T_E	Temperatura Evaporador	6	°C
T_G	Temperatura Gerador (saída)	100	°C
f	Rácio de circulação	10,74	-

Ainda antes de se proceder aos cálculos dos balanços de massa e energia do chiller foi necessário determinar o estado termodinâmico a que se encontra cada ponto (1 a 10) representados na **Figura 2.13** e listados na **Tabela 3.2**.

Tabela 3.2 - Propriedades termodinâmicas de cada ponto do ciclo.

Ponto	Estado Termodinâmico
1	Solução Líquida Saturada
2	Solução Líquida Sub-arrefecida
3	Solução Líquida Sub-arrefecida
4	Solução Líquida Saturada
5	Solução Líquida Sub-arrefecida
6	Solução Líquido-Vapor
7	Vapor sobreaquecido
8	Água líquida saturada
9	Solução Líquido-Vapor
10	Vapor Saturado

Antes de se proceder aos cálculos finais é necessário determinar a entalpia de cada ponto do ciclo de absorção.

Para o cálculo da entalpia, teve-se em conta o seu estado termodinâmico bem como as correlações do **Anexo 1 – Propriedades** retiradas de [58].

Tanto para a entalpia do ponto 3 como do ponto 4, dado que se trata de uma solução líquida de LiBr, e conhecendo-se as frações mássicas de ambos os pontos é possível calcular-se o valor da entalpia segundo **A1.2 – Entalpia da solução de LiBr**. Tanto a temperatura T_3

¹ O valor da capacidade do gerador é a média da energia disponível dos últimos 2 anos da central de cogeração (2015-2016). Mais tarde foi alterado para a energia máxima disponível.

(60°C) como a T_4 (80°C) são valores de *input* assumidos com base no artigo e livro utilizados para o dimensionamento do chiller.

Tratando-se de vapor sobreaquecido, mais uma vez sendo o valor de T_7 um *input*, é possível determinar-se h_7 com base **A1.7 – Entalpia de vapor sobreaquecido**, após se calcular o valor da pressão.

Como se pode observar pela **Figura 2.13**, existem dois estados de pressão no chiller. Uma vez que no evaporador o refrigerante é vapor de água saturado e sabendo que a temperatura é assumida como sendo de 6°C (T_{10}), o valor da pressão calculado segundo **A1.4 – Pressão de saturação de vapor de água** é de 0,934 kPa, sendo este o valor para o estágio de baixo de pressão (zona do evaporador e do absorvedor). Para o estágio alto, considera-se que a fração mássica da solução é de 62,5% e sabendo a temperatura do gerador T_4 (80°C) o valor de pressão calculado segundo A1.1 – Pressão e Temperatura da solução de LiBr e do refrigerante é de 4,686 kPa sendo este o valor de pressão para a zona do gerador e condensador.

O estado termodinâmico do ponto 8 é água líquida saturada, como tal a entalpia do mesmo calculou-se segundo **A1.6 – Entalpia de água saturada** e com auxílio das *steam tables* para confirmação do valor.

Dado que é assumido que $P_4 = P_8$ é possível determinar-se a temperatura do refrigerante, T_8 , para a pressão P_4 segundo A1.1 – Pressão e Temperatura da solução de LiBr e do refrigerante.

A entalpia do ponto 9 considera-se igual à entalpia do ponto 8 ($h_9=h_8$) uma vez que a válvula de expansão é isentálpica, provocando apenas uma mudança de pressão na corrente. Desta forma também $m_8=m_9$.

Já para o ponto 10 do ciclo, o estado termodinâmico é de vapor de água saturado e já são conhecidos os seus valores de pressão e de temperatura. Para o cálculo da entalpia, h_{10} teve-se em conta **A1.5 – Entalpia de vapor de água (saturado)**.

No ponto 1 a entalpia é calculada com base na fração mássica e considerando que o estado termodinâmico é solução líquida saturada à mesma pressão que o evaporador (nível baixo de pressão), e à semelhança dos pontos 3 e 4 é possível calcular-se a entalpia com base em **A1.2 – Entalpia da solução de LiBr**.

A entalpia do ponto 6 assumiu-se como sendo igual a do ponto 5 ($h_5=h_6$), uma vez que a válvula da solução é isentálpica. Para o cálculo da entalpia determinou-se o balanço energético ao permutador de calor, assumindo que este é adiabático segunda a equação (2.23).

Na equação (2.21) admite-se que o volume específico da solução líquida não varia significativamente do ponto 1 para o 2 e expressa-se de acordo com **A1.3 – Densidade e volume específico da solução de LiBr**.

Depois de calculado trabalho realizado pela bomba é possível determinar-se h_2 , através da expressão (2.20) e por fim h_5 através de (2.23). A temperatura do ponto 5 (T_5) calcula-se

através de **A1.2 – Entalpia da solução de LiBr** onde, ao contrário dos cálculos anteriores, a variável é a temperatura e o valor de *input* a entalpia.

Está listado na **Tabela 3.3** um resumo do que foi anteriormente explicado.

Tabela 3.3 - Considerações iniciais para o cálculo da entalpia em cada ponto do ciclo.

Ponto	Estado Termodinâmico	x (% LiBr)	Pressão (kPa)	Entalpia	Temperatura (°C)
1	Solução Líquida Saturada		0,934		
2	Solução Líquida Sub-arrefecida		4,686		
3	Solução Líquida Sub-arrefecida		4,686		60,00
4	Solução Líquida Saturada	62,50	4,686		80,00
5	Solução Líquida Sub-arrefecida	62,50	4,686	h5=h6	
6	Solução Líquido-Vapor	62,50	0,934	h5=h6	
7	Vapor sobreaquecido	0	4,686		75,00
8	Água líquida saturada	0	4,686	h8=h9	
9	Solução Líquido-Vapor	0	0,934	h8=h9	
10	Vapor Saturado	0	0,934		6,00

Por fim, é possível calcular-se qual o valor de capacidade de cada componente do chiller, sendo posteriormente possível calcular-se o valor do coeficiente de *performance*, COP, que resulta da razão entre a capacidade do evaporador e a capacidade do gerador (Q_E/Q_G).

Os resultados referentes aos cálculos feitos para a análise do chiller de absorção estão representados no capítulo 4.

Depois de calculados os novos rendimentos da instalação, fez-se uma breve avaliação económica de forma a quantificar a poupança na fatura ambiental ligada com a venda de energia elétrica para a rede, bem como conhecer os indicadores mais importantes de uma análise de investimento como o valor atual líquido (VAL), a taxa interna de rentabilidade (TIR) e o período de retorno de investimento (PRI).

O VAL tem como objetivo avaliar a viabilidade de um projeto de investimento através do cálculo do somatório dos cash-flows anuais atualizados e deduzidos do montante de investimento.

$$VAL = \sum_{k=0}^n \frac{CF_k}{(1+i)^k} - I_i \quad (3.2)$$

Onde, CF_k corresponde ao cash-flow no ano k, e que na presente dissertação vai ser igual à poupança na fatura de venda de energia elétrica a rede; i a taxa de atualização; I_i o valor de investimento inicial e n o número de anos avaliados.

A TIR é definida como a taxa de juro de atualização que permite igualar o somatório dos cash-flows ao investimento inicial, ou seja, o valor i que torna o VAL nulo.

$$VAL = \sum_{k=0}^n \frac{CF_i}{(1 + TIR)^k} - I = 0 \quad (3.3)$$

Por fim, PRI, é definido como o tempo que demora entre a realização do investimento e a sua recuperação através do cash-flow acumulado.

Para o cálculo dos cash-flows é necessário calcular-se o valor da poupança na fatura da venda de energia elétrica à rede. O cálculo da remuneração por parte da venda da energia elétrica à rede é feito de acordo com a equação (1.2). O termo que corresponde à parcela ambiental é o que vai alterar e promover a poupança, uma vez que com o aumento do REE o valor da parcela também aumenta. A diferença entre a fatura real e a fatura calculada com os novos REE vai corresponder a uma das parcelas contabilizadas para o cálculo dos cash-flows.

A taxa de actualização utilizada para o cálculo dos cash-flow foi de 10%.

4. Discussão de Resultados

4.1 Pontos Críticos na Cogeração

A central de cogeração instalada na fábrica da SCC em Vialonga é constituída, como já foi referido, por um compressor a gás, uma turbina a gás natural, para a produção de energia elétrica, e uma caldeira recuperativa para a produção de vapor [23]. O sistema implementado tem uma potência de 7,5MWe (megawatts elétricos) e uma capacidade de produção de cerca 26,5ton/h de vapor, na presença da queima auxiliar dos gases de combustão, e de 15ton/h quando não ocorre queima. Teoricamente, no que toca a rendimentos, esta é considerada de alta eficiência, segundo o que está em vigor no DL nº23 de 2010, [16] uma vez que o seu REE (rendimento elétrico equivalente) é de 75% e a sua PEP (poupança em energia primária) é superior a 20%.

Entre 2005 e 2015, o consumo de cerveja em Portugal decresceu 25%, passando o português a consumir cerca de 46L de cerveja em 2015 comparativamente com os 61L registados em 2002, e consequentemente a produção de cerveja no mercado interno baixou em cerca de 11%, não baixando mais devido às exportações [59]. Esta diminuição na produção de cerveja veio afetar a produção da SCC que, mesmo continuando a ser líder de mercado face aos seus concorrentes, tem vindo a produzir menos cerveja, atingindo apenas 78% da sua capacidade de produção em 2016 [20].

Como consequência desta diminuição, a produção e aproveitamento da energia térmica produzida (vapor) na fábrica tem vindo a diminuir, sendo que parte dele é desperdiçado sob a forma de gases de escape para a atmosfera. Esta diminuição fez com que o REE da instalação viesse a baixar significativamente, tendo este atingido o patamar dos 56% nos últimos anos (**Figura 4.1**).

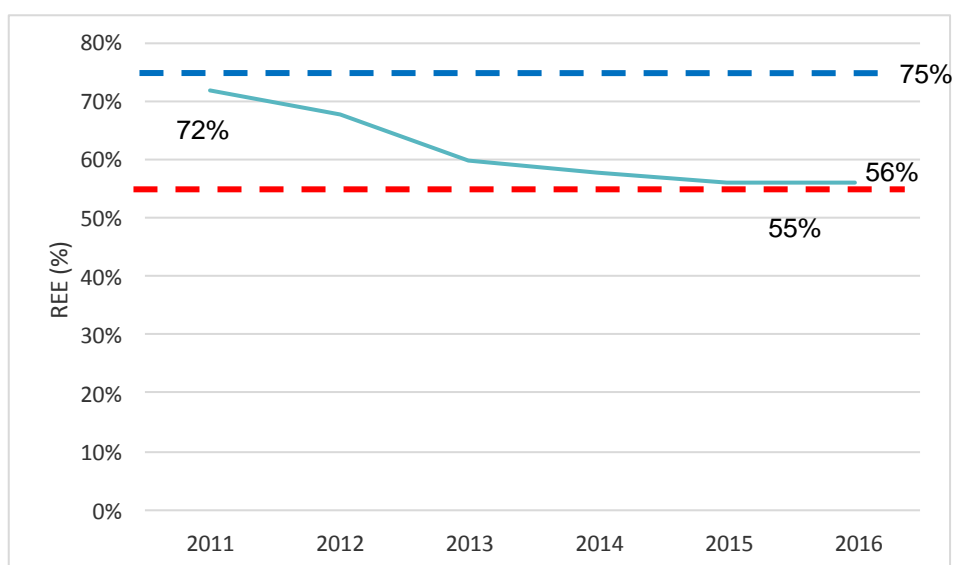


Figura 4.1 - Rendimento Elétrico Equivalente nos últimos anos.

Os valores de REE presentes na **Figura 4.1** contam já com o aproveitamento da energia térmica para as estufas da malteria, projeto que foi dimensionado em 2008 e que veio a melhorar o rendimento da instalação entre 2 a 3 %.

É possível desde já verificar-se que com a situação presente da diminuição do REE na central de cogeração esta está-se a aproximar muito perto dos 55% de rendimento, sendo este o valor mínimo a qual a central de cogeração está obrigada a apresentar para efeitos de cálculo da tarifa ambiental na venda de energia elétrica à rede.

Uma outra razão que influencia o rendimento da central de cogeração é a temperatura de entrada no ar na turbina. Através da **Figura 4.2**, é possível verificar-se que a capacidade do gerador da turbina é fortemente influenciada pela temperatura de entrada no ar, sendo que quanto maior a temperatura menor irá ser a capacidade do gerador. Isto significa que mesmo que em dois meses distintos, a quantidade de gás natural alimentada na turbina seja a mesma, se a temperatura de entrada do ar for superior num dos meses, a quantidade de energia elétrica produzida é inferior, e desta forma o rendimento elétrico equivalente da instalação baixa.

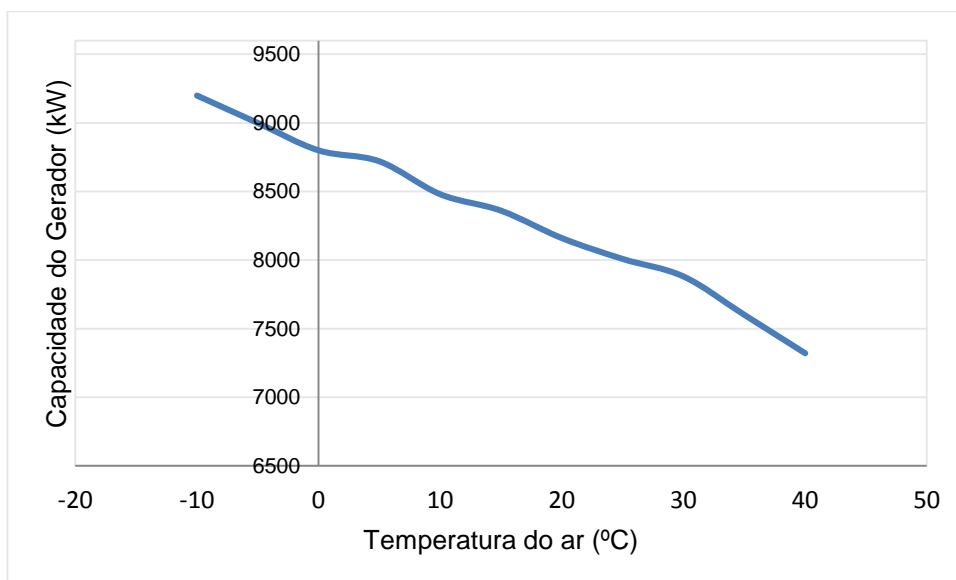


Figura 4.2 - Capacidade do gerador em função da temperatura de entrada do ar.

Antes de se proceder ao dimensionamento da unidade de arrefecimento é necessário verificar qual a quantidade de energia térmica, em média, que estaria disponível mensalmente. Para tal, fez-se um levantamento de dados relativamente aos últimos dois anos e dos primeiros 6 meses de 2017, e calculou-se a energia que ainda estaria disponível para se aproveitar mensal e anualmente.

Sabendo que a caldeira recuperativa, sem o fenómeno de pós-combustão, tem uma capacidade de produção de 15 toneladas de vapor por hora, cerca de 41790 MJ/h de energia, e tomando conhecimento dos valores de consumo de vapor na fábrica, foi possível calcular-se qual a quantidade de energia térmica que estava a ser desperdiçada para a atmosfera, sob a forma de gases de escape, sendo esta a energia disponível para a unidade de arrefecimento.

As figuras 4.3 e 4.4 representam o consumo de vapor na fábrica para os anos de 2015 e 2016, bem como a quantidade de energia que esteve disponível nos dois anos, considerando o máximo de produção. As tabelas presentes no **Anexo 2 em A2.1 - Consumos energéticos da Fábrica**, serviram de base para a construção das figuras abaixo.

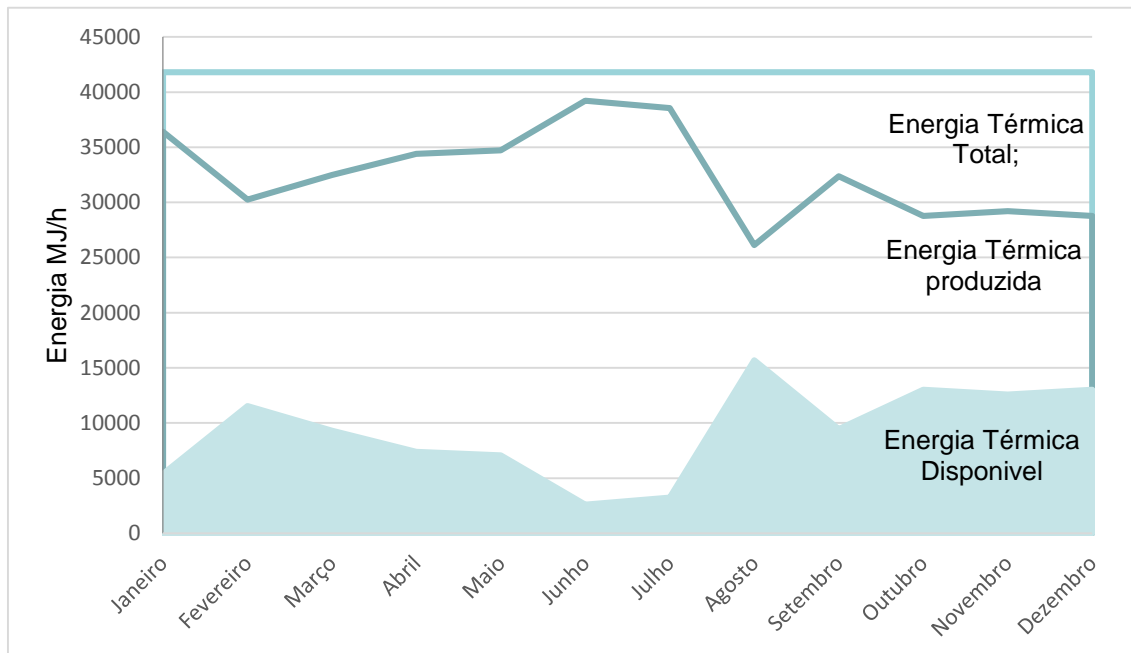


Figura 4.3 - Energia térmica produzida e disponível na cogeração para 2015

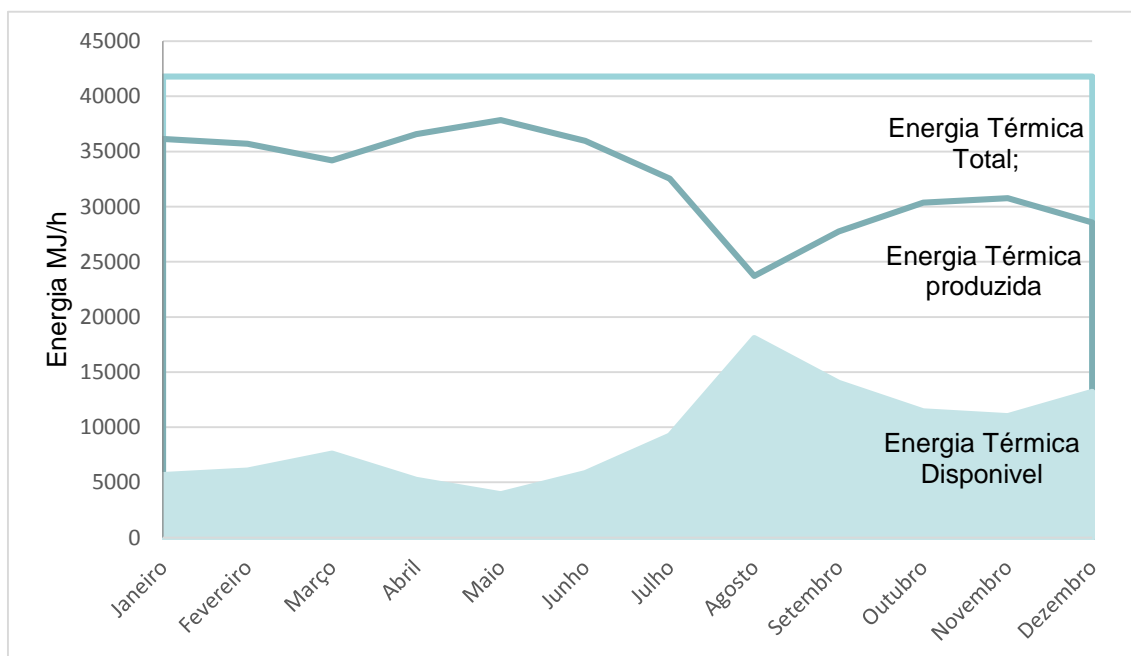


Figura 4.4 - Energia térmica produzida e disponível na cogeração para 2016

Da **Figura 4.4** e **Figura 4.3** verifica-se que a quantidade máxima de energia térmica desperdiçada em 2015 e 2016 acontece no mês de agosto, mês este onde ocorrem os trabalhos de manutenção à malteria, zona da fábrica onde é consumido a maior parte do vapor

produzido. Em média, a energia disponível para ambos os anos ronda os 2,5 MW e a máxima disponível é quase o dobro, rondando os 5 MW no melhor dos casos.

É de esperar que, com esta quantidade de energia térmica desperdiçada, os valores dos rendimentos baixem e não cumpram os requisitos da instalação.

Calculou-se então qual é o valor real do rendimento elétrico equivalente da instalação, considerando o aproveitamento da energia térmica na malteria, bem como a poupança em energia primária, de forma a comparar este valor com o que se calculou após o aproveitamento da energia que antes estava a ser desperdiçada.

Analisando os dados da **Tabela 4.1**, e como já foi possível observar-se pela **Figura 4.1**, é possível verificar-se que o rendimento elétrico equivalente, calculado segundo a equação (2.7) toma valores médios anuais na ordem dos 55%, bastante abaixo dos 75% e muito próximo do valor mínimo estipulado pelo DL nº538/99, ainda em vigor, e que a PEP é, não só inferior a 20% como é inferior a 10% em 2015 e 2016, não estando de acordo com o DL nº19/2010, não sendo desta forma considerada uma cogeração de elevada eficiência. Os valores de 2017 correspondem apenas aos primeiros 6 meses do ano, e uma vez que se referem aos meses que antecedem o verão, é normal que o valor médio do seu rendimento e da sua poupança seja superior, pois está-se perante os meses onde existe maior produção, ou seja maior consumo de vapor por parte da fábrica.

Estes valores de rendimento baixos são preocupantes, não só pelo facto de que há uma desvalorização na parcela ambiental pelo menor REE, como também, se o rendimento baixar até aos 50%, a instalação deixa de ter licença para poder operar.

Tabela 4.1 – Rendimentos médios da instalação nos últimos 3 anos.

	2015	2016	2017²
<i>REE (%)</i>	55,78	55,72	57,92
<i>PEP (%)</i>	9,87	9,76	12,38

4.2 Análise da adição de um chiller de absorção

Uma vez calculada a energia média disponível anualmente na central de cogeração para a unidade de arrefecimento procedeu-se ao cálculo dos balanços energéticos e ao seu dimensionamento, de forma avaliar as vantagens da sua adição na instalação, aumentando ou não os rendimentos da mesma.

Um sistema de absorção de efeito simples é caracterizado por obter um coeficiente de *performance* (COP) entre os 0,7 – 0,8 o de duplo efeito 1,1 – 1,2 [45,49] e os de triplo efeito um COP de 1,7 [50] sendo este os chillers de absorção que apresentam um melhor aproveitamento da energia térmica disponível. Para o presente estudo foi selecionado um chiller de absorção de efeito simples do tipo H₂O-LiBr uma vez que a temperatura disponível não era suficiente para alimentar um chiller de duplo ou triplo efeito [45]. Para se alimentar um chiller de duplo ou triplo seria necessário proceder-se a alterações estruturais da chaminé da cogeração. Um tipo

² Dados referentes aos primeiros 6 meses de 2017 (Janeiro a Junho de 2017).

de obra que iria trazer custos à empresa e que poderia deixar de estar de acordo com as limitações impostas para a emissão de gases com efeitos de estufa para a atmosfera, pelo que se considerou que a solução de mais fácil aplicação seria o aproveitamento direto do vapor produzido na caldeira recuperativa. A temperatura de entrada necessária do gerador para um chiller de H₂O-LiBr de efeito simples ronda os 90-150°C [1,49], temperaturas facilmente atingíveis quando alimentado a vapor de baixa pressão.

Um chiller de absorção encontra-se dividido em dois andares: um andar de baixa pressão, onde operam o evaporador e o absorvedor, e um andar de maior pressão que o anterior, constituído pelo gerador e pelo condensador [50]. Segundo *ASHREA 2010*, os valores de pressão (p_{baixa} e p_{alta}) tomam valores próximos a 0,7 e 6kPa, respetivamente, não ultrapassando a barreira máxima dos 10 kPa para o estágio de pressão mais elevada [49].

Os resultados obtidos para as propriedades termodinâmicas em cada ponto, calculados de acordo com o que foi descrito no capítulo anterior, estão representados na **Tabela 4.2**.

Uma vez calculados todos os parâmetros termodinâmicos do sistema, é possível calcular-se o balanço energético para cada componente do chiller. Um sumário dos resultados obtidos dos balanços energéticos, bem como o valor do COP da instalação, estão representados na **Tabela 4.3**.

De forma a avaliar se é possível aumentar o valor do COP ainda que fazendo com que o ciclo respeite os limites de temperatura e pressão bem como a fração mássica se encontrar abaixo da linha de cristalização, fez-se uma pequena análise de sensibilidade fazendo variar a temperatura de saída do gerador dos 80-120°C, **Figura 4.5**, deixando as restantes variáveis constantes e iguais às apresentadas na **Tabela 4.2**.

Tabela 4.2 - Dados termodinâmicos para um chiller de absorção de LiBr.

PONTO		X (%LIBR)	M (KG/S)	PRESSÃO (KPA)	ENTALPIA (KJ/KG)	TEMPERATURA (°C)
1	Solução líquida saturada	57,18	16,34	0,934	99,8	38,95
2	Solução líquida subarrefecida	57,18	16,34	7,449	99,8	38,95
3	Solução líquida subarrefecida	57,18	16,34	7,449	142,1	60,00
4	Solução líquida saturada	62,50	14,82	7,449	222,8	90,00
5	Solução líquida subarrefecida	62,50	14,82	7,449	176,2	64,90
6	Solução Líquido - Vapor	62,50	14,82	0,934	176,2	49,55
7	Vapor sobreaquecido	0,00	1,52	7,449	2617,6	75,00
8	Água líquida saturada	0,00	1,52	7,449	164,8	39,36
9	Solução Líquido - Vapor	0,00	1,52	0,934	164,8	6,00
10	Vapor saturado	0,00	1,52	0,934	2511,8	6,00

Tabela 4.3 - Taxas de transferência de calor e COP do chiller.

Zona		Q(kW)
Q_G	Gerador	4867
Q_E	Evaporador	3503
Q_A	Absorvedor	4709
Q_C	Condensador	3660
w	Bomba	0,063
COP	Coeficiente de Performance	0,720

Como é possível observar-se na **Figura 4.5** , a temperatura à saída do gerador influencia o desempenho geral do chiller. À medida que a temperatura vai aumentando, a pressão no gerador (estágio de alta pressão) também vai aumentando e o COP da unidade de arrefecimento diminuindo.

Este tipo de unidade funciona geralmente, com pressões que rondam os 6 kPa [60] podendo chegar aos 10 kPa de máxima [49] , pelo que, para este tipo de sistema, em que as variáveis de entrada foram mantidas constantes, variando apenas a temperatura de saída do gerador, não é aconselhável trabalhar-se com temperaturas acima dos 100°C. Outro problema associado com o aumento da temperatura seria o consequente aumento da concentração de LiBr que poderia vir a provocar cristalização.

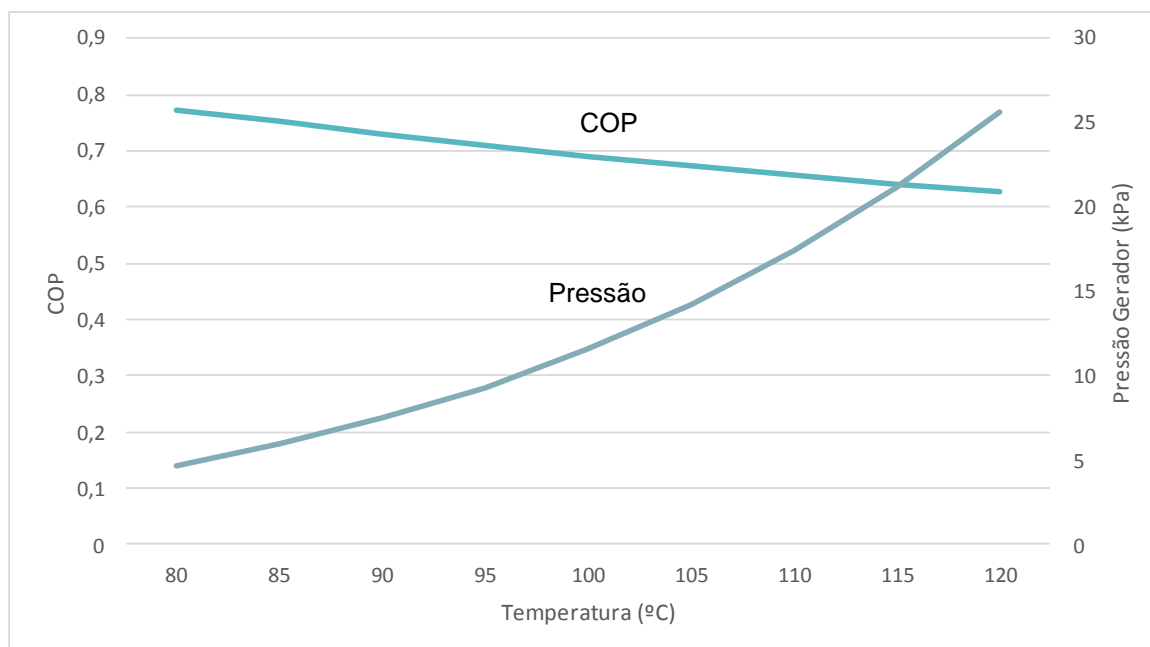


Figura 4.5 - Efeito da temperatura do gerador no COP e na pressão.

Desta forma, e de maneira a se otimizar o processo, considerou-se que a temperatura de saída do gerador (T_4) seria igual a 80°C. Assim, as novas características do chiller, considerando a nova temperatura estão representadas na **Tabela 4.4** .

Tabela 4.4 – Novas taxas de transferência de calor e COP do chiller.

Zona		Q(kW)
Q_G	Gerador	4687
Q_E	Evaporador	3624
Q_A	Absorvedor	4525
Q_C	Condensador	3786
w	Bomba	0,037
COP	Coeficiente de Performance	0,773

A **Figura 4.6** é uma representação esquemática do diagrama pressão-temperatura do sistema de absorção de efeito simples, com um permutador de calor, dimensionado anteriormente.

Com base na numeração da **Figura 4.6**, no ponto 1 a solução é rica em refrigerante. A bomba força a solução através de um permutador de calor, onde esta aquece, até o gerador. No gerador é adicionada energia térmica que faz evaporar o refrigerante, concentrando a solução. O vapor do refrigerante (ponto 7) desloca-se até ao condensador onde condensa. À saída do condensador (ponto 8) o líquido refrigerante passa através de uma válvula de expansão onde chega ao evaporador. Uma vez aqui é adicionado calor este faz com que o líquido refrigerante evapore fazendo com que ele volte ao absorvedor (ponto 10). À saída do gerador (ponto 4) a solução é rica em absorvente (LiBr) que é arrefecida ao passar no permutador de calor. Do ponto 1 ao 6 a solução absorve o vapor do refrigerante vindo do evaporador e rejeita o calor do permutador de calor [58].

O consumo de utilidades no processo de absorção do chiller, bem como a quantidade de água gelada produzida é o que está apresentado na **Tabela 4.5**

Tabela 4.5 - Consumo e produção de utilidades no chiller de absorção.

Zona	Utilidade	Ton/h
Gerador	Vapor de água	6,1
Evaporador	Água Gelada	360,6
Absorvedor	Água de Refrigeração	512,2
Condensador	Água de Refrigeração	428,6

Na **Figura 4.7** é representado o gráfico de Dühring de H₂O-LiBr com base nos dados termodinâmicos obtidos com a alteração da temperatura de saída do gerador, presentes no **Anexo 2** em **A2.2 – Dados termodinâmicos para um chiller de absorção**. Os estados saturados são representados graficamente nos locais respetivos e os sub-arrefecidos nas suas respetivas temperaturas e frações mássicas.

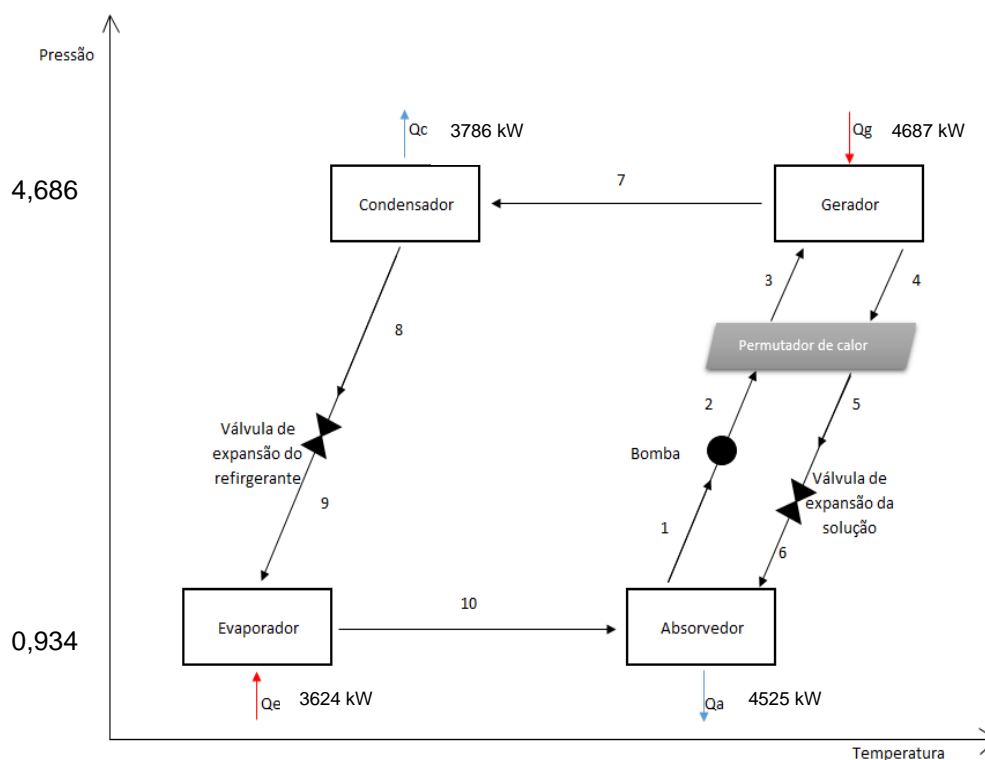


Figura 4.6 - Diagrama Pressão- Temperatura de um sistema de absorção de efeito simples (adaptado [50,58]).

A representação gráfica do ciclo de solução num gráfico de Dühring, **Figura 4.7** - *Gráfico de Dühring para o ciclo de solução LiBr* . pode fornecer algumas respostas face à razoabilidade dos resultados obtidos, nomeadamente se estes se encontram dentro dos limites de pressão, temperatura e fração mássica.

Pela visualização do gráfico pode-se verificar que, independentemente da temperatura no ponto do ciclo, a solução aquosa de LiBr, encontra-se em todos os pontos abaixo da linha de cristalização, e que tanto para níveis de pressão como temperatura, encontram-se dentro dos valores razoáveis, pelo que é seguro admitir-se que as variáveis de projeto e as condições iniciais assumidas são válidas e os resultados obtidos os esperados para este tipo de equipamento. Estes resultados estão ainda de acordo com os resultados de dimensionamento e avaliação de projeto encontrados na literatura para um chiller de absorção de H₂O-LiBr alimentado a vapor [49,58,60,61].

Depois de determinado o valor da eficiência do chiller (COP), foi possível calcular-se os novos rendimentos da instalação, de forma a verificar em quanto, e se é que, estes rendimentos se alteravam de acordo com os três cenários criados.

O aproveitamento energético da instalação de frio varia consoante o cenário estudado. De forma também a se verificar se as necessidades de água gelada na fábrica seriam suprimidas com os cenários fez-se uma breve análise à **Figura 4.8** , onde as duas linhas a vermelho correspondem às necessidades mínimas (16250 MJ/h) e máximas (22770 MJ/h) de água gelada na fábrica. É possível verificar-se que o único cenário que está sobredimensionado é o 2º cenário, e que tanto o 1º como o 3º cenário conseguem atender as

necessidades de água gelada, ainda que com o primeiro cenário seria necessário os compressores da instalação de frio também produzirem água gelada.

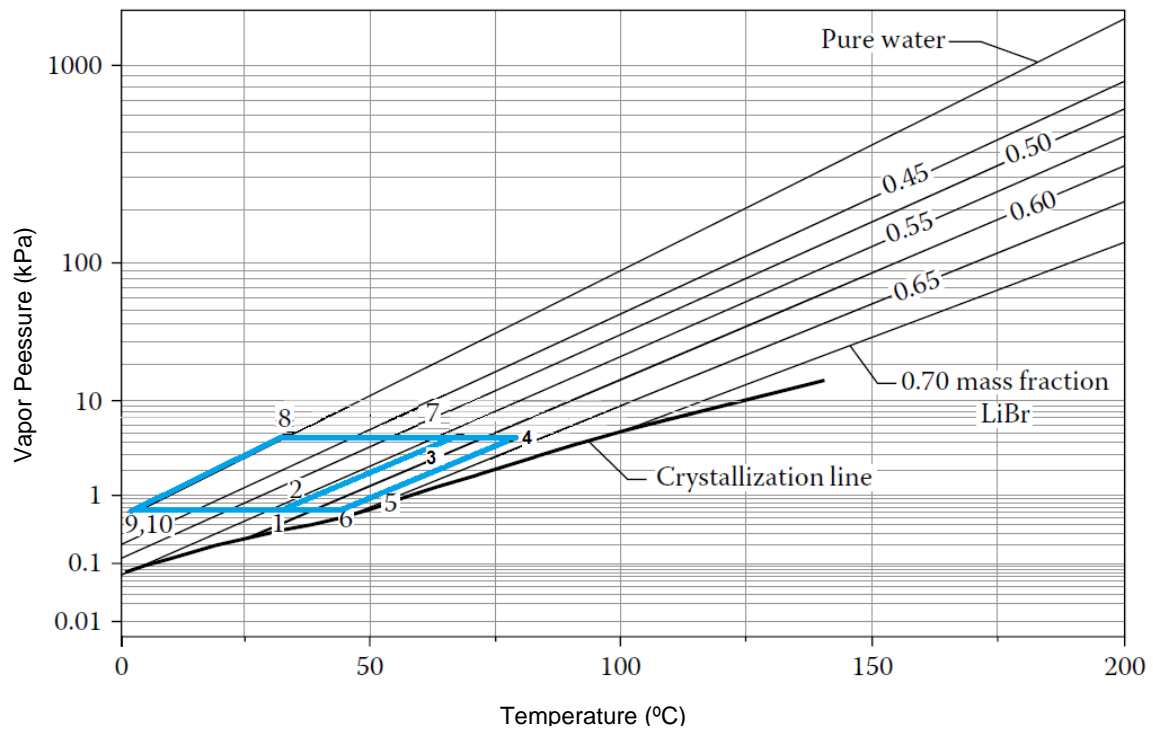


Figura 4.7- Gráfico de Dühring para o ciclo de solução LiBr .

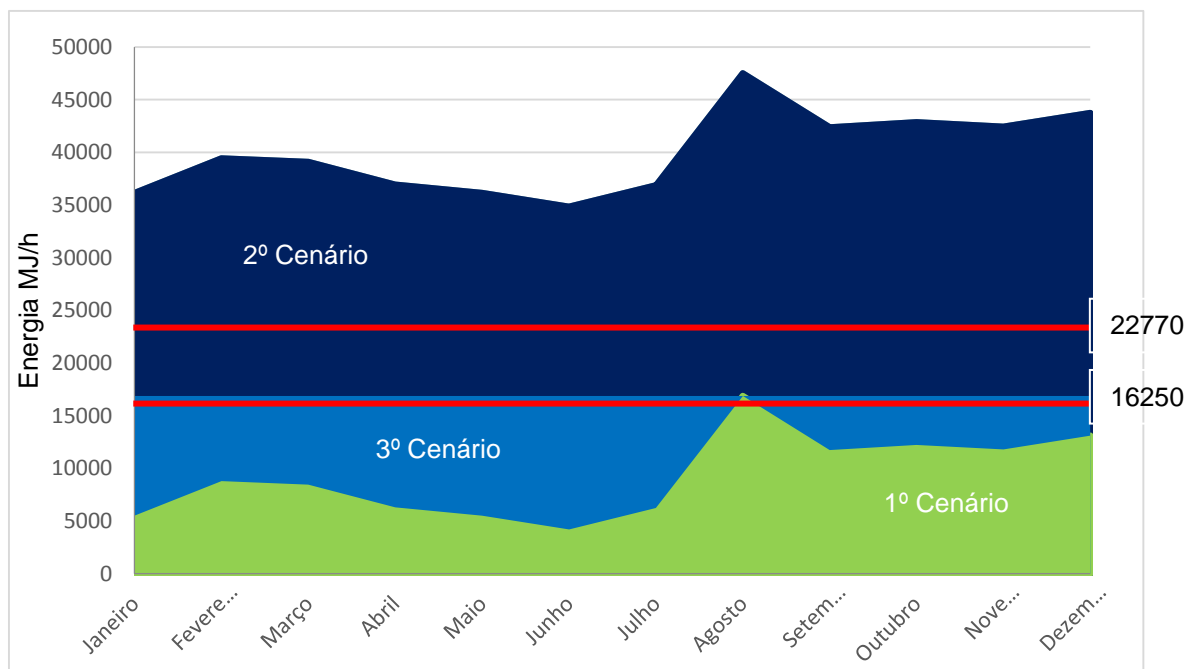


Figura 4.8 - Aproveitamento energético dos diferentes cenários estudados considerando o mínimo e máximo de necessidade de água gelada.

Os resultados referentes ao rendimento elétrico equivalente com os três cenários estudados estão representados na **Figura 4.9**. Para o ano de 2017, fez-se uma estimativa dos rendimentos de acordo com o andamento da instalação nos anos anteriores.

Para o cálculo do novo REE teve-se em conta o valor do COP da instalação de frio, ou seja, da energia toda que estava a ser aproveitada, apenas 77,3% é que estava a ser convertida para energia frigorífica.

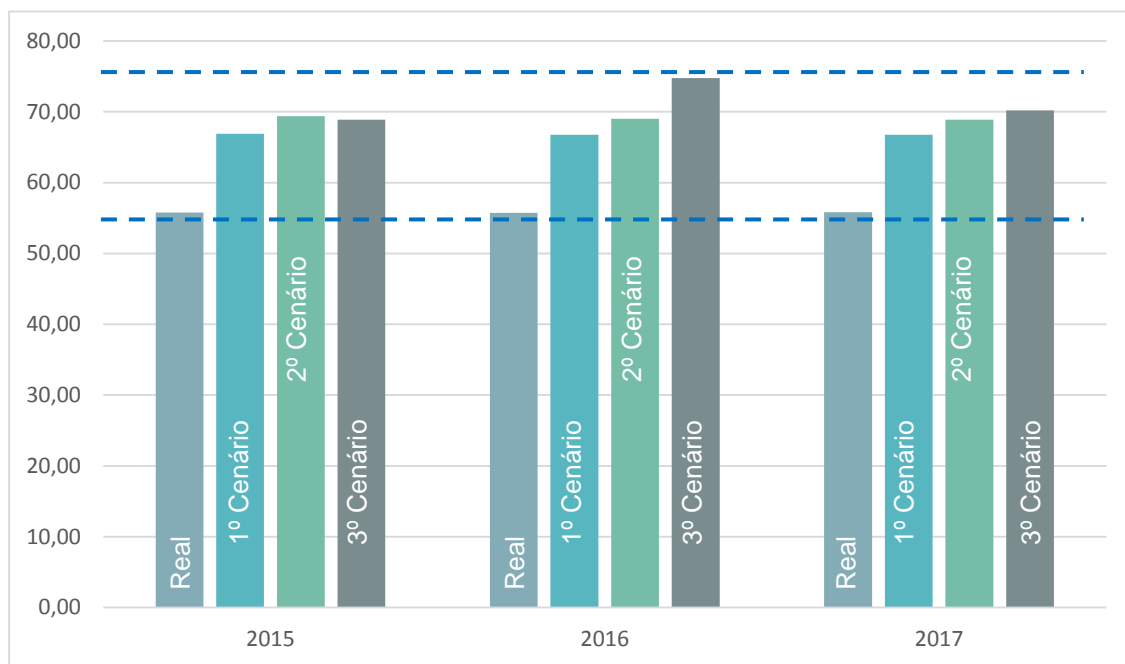


Figura 4.9 - Comparação dos REE médios anuais da instalação antes e depois da adição do chiller, de acordo com as 3 análises.

No 1º cenário não foi necessário calcular-se a quantidade de fonte de energia primária (gás natural) que se teria que adicionar, ao contrário do que acontece nos restantes cenários.

Relativamente ao 1º cenário, onde se considerou que a energia térmica que estava a ser desperdiçada seria utilizada como fonte de alimentação no chiller para a produção de energia frigorífica, verificou-se que o REE da instalação subia em cerca de 11% para cada ano, tendo atingido um máximo de 66,8% para o ano de 2015.

Para se determinar em quanto o REE se alterava no 2º cenário, onde se considerou que se estaria a aproveitar a energia desperdiçada considerando a pós-combustão, foi necessário calcular-se quantidade de fonte primária de energia que se teria de adicionar de forma a ser possível produzir-se a energia total com a pós-combustão.

Da mesma forma que acontece no 1º cenário, no 2º, o REE e também aumenta significativamente em relação aos valores calculados para os últimos anos, e também comparando com o 1º cenário. Pode-se desde já verificar que, quando ocorre pós-combustão, o valor do REE fica bastante próximo dos 70%, atingindo um máximo de 69,4% em 2016.

No que diz respeito ao 3º e último cenário, pode-se considerar que este foi a que trouxe melhores resultados no que toca ao aumento do rendimento elétrico equivalente médio anual

da instalação, chegando mesmo a atingir valores acima dos 75% em alguns meses do ano, e tendo um valor médio anual máximo de 74% para 2016, estando de acordo com o valor teórico da instalação. Da estimativa feita para o ano de 2017, pensa-se que com a implementação do terceiro cenário, os rendimentos eléctricos equivalentes médios anuais possam vir a atingir valores sempre na ordem dos 70%.

A grande diferença no valor dos rendimentos para o ano de 2016 deve-se essencialmente ao facto de que a temperatura média máxima do ar em 2016, nos meses onde existe maior produção, ou seja entre março e junho, foi mais baixa que no ano de 2015 [62]. Estes dados podem ser confirmados pela **Figura 4.10**.

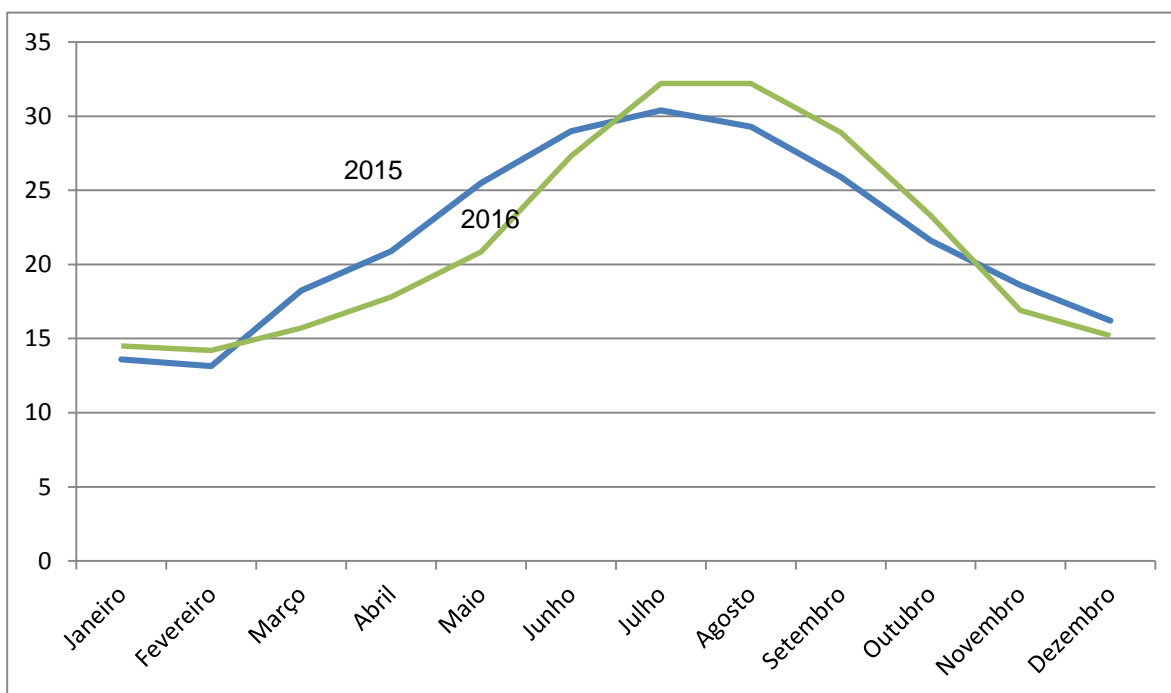


Figura 4.10 - Temperatura média máxima do ar nos anos de 2015 e 2016.

Como explicado anteriormente, a capacidade do gerador é altamente influenciada pela temperatura de entrada do ar na turbina, sendo que a temperaturas mais baixas, com a mesma quantidade de gás natural, este produz mais energia eléctrica. Esta produção a mais de energia eléctrica faz então aumentar o rendimento da instalação.

Outra razão pelo qual o ano de 2016, face ao de 2015, apresenta valores de rendimentos superiores pode ser devido à correta manobra e manutenção da central de cogeração.

Analisando agora em quanto aumentaria a PEP (poupança em energia primária) da instalação verifica-se na **Figura 4.11** que esta aumenta significativamente nas três análises feitas, sendo que o maior aumento foi na segunda, onde a diferença da real para a calculada corresponde a cerca de 20%, ainda que seja necessária a adição de energia primária para esta análise. Isto deve-se ao facto de que na caldeira recuperativa, o rendimento de pós-combustão

é quase de 100%, ou seja, praticamente toda a energia primária adicionada é convertida em energia final.

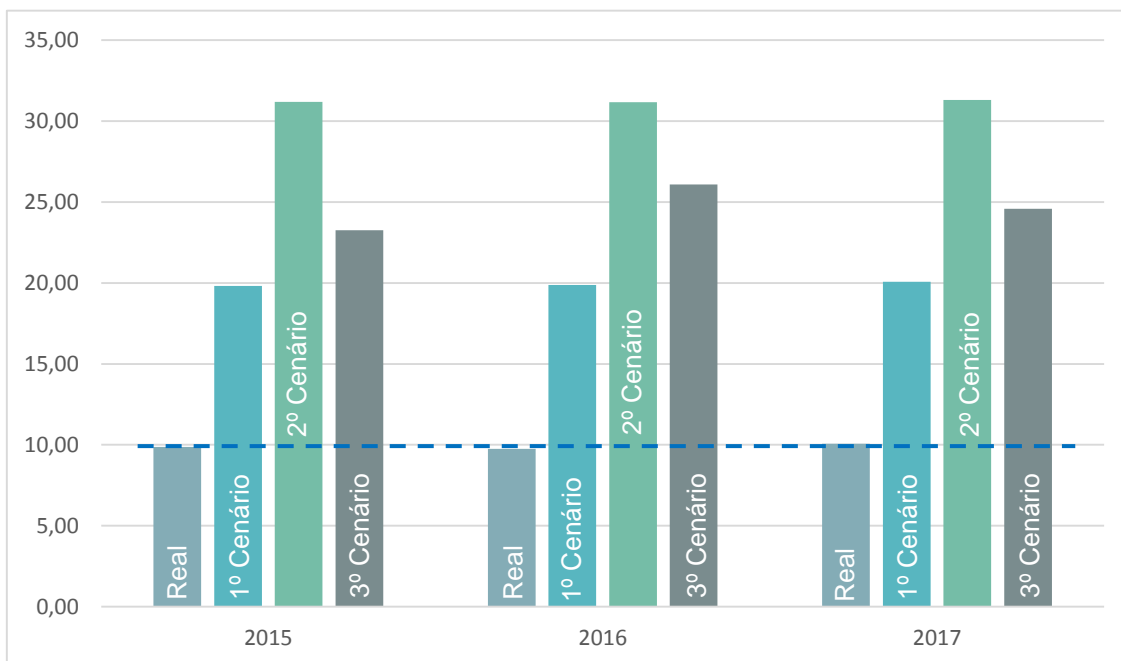


Figura 4.11 - Comparação da PEP média anual da instalação antes e depois da adição do chiller, de acordo com as 3 análises.

Este aumento no valor da PEP anual é de extrema importância uma vez que assim a instalação passa a estar de acordo com a lei que está em vigor, DL nº68-A/2015, antigo DL nº23/2010,, referente à atividade de cogeração, uma vez que é superior a 10% para qualquer um dos cenários apresentados, passando a ser considerada de elevada eficiência. Este aumento no PEP da instalação também se traduz importante nos anos que se avizinham. Estando a cogeração na SCC próxima de perfazer os 180 meses de exploração, esta passará, como já foi referido anteriormente, para um regime remuneratório definido pela portaria nº140/2010 por um período adicional de 120 meses, mas tal só é possível se esta for considerada de elevada eficiência.

4.3 Avaliação económica

De forma a se perceber se a adição do chiller à unidade de cogeração da SCC é rentável ou não, fez-se uma breve análise económica onde se calcularam os índices de rentabilidade de um projeto, como o VAL (valor atual liquido), a TIR (taxa interna de rentabilidade) e o PRI (período de retorno de investimento).

Para o cálculo de qualquer um dos índices que avaliam a rentabilidade do projeto é necessário saber-se qual o montante de investimento inicial. Para tal, fez-se uma consulta de mercado, onde se procurou diversos fornecedores de chillers de absorção que possuíssem as características do chiller dimensionado anteriormente.

Os principais fornecedores de chillers que utilizam brometo de lítio e água como fluidos de trabalho são Broad, Carrier, Entropie, Hitachi, Kawasaki, LG, Thermax, Trane, Yazaki, York

entre outros [1]. Dos fornecedores anteriormente mencionados, apenas o catálogo da Broad incluía os preços dos equipamentos.

Desta forma, considerou-se que o investimento, ou seja, que o preço do chiller de absorção de efeito simples com a capacidade de refrigeração pretendida, fosse o apresentado no catálogo da BROAD [63]. Ao custo do equipamento adicionou-se um acréscimo de 10%, 5% correspondente aos custos de transporte 5% correspondente ao custo dos equipamentos auxiliares, neste caso as bombas do refrigerante e solução, uma vez que no modelo escolhido o permutador de calor já vem incorporado, e ainda um acréscimo de 100.000€ correspondentes aos custos relacionados com as alterações estruturais que seriam necessárias realizar nas tubagens do circuito de vapor e de água.

Dados os cenários apresentados anteriormente (4.2-Análise da adição de um chiller de absorção), a capacidade de refrigeração necessária altera consoante o cenário estudado. No primeiro e terceiro cenário, a capacidade do chiller é a mesma, e corresponde à capacidade máxima, sendo esta a capacidade necessária durante o mês onde existe uma maior quantidade de energia disponível. No segundo cenário, uma vez que se está a considerar a pós-combustão, esta capacidade aumenta, não deixando também de ser igual à capacidade máxima para o mês onde existe uma maior quantidade de energia disponível.

Com isto, os modelos escolhidos da Broad foram o modelo 400 e 1000 “*single-stage steam chiller BDS steam 0,1MPa*”. O modelo 400 tem uma capacidade de refrigeração de 4652kW e o modelo 1000 uma capacidade de 11630kW, ambos cerca de 20% acima da capacidade máxima necessária e também com capacidade para suprimir as necessidades mínimas de energia frigorífica na fábrica.

Na **Tabela 4.6** estão representados os custos de investimento para cada um dos modelos.

Tabela 4.6 – Custo de investimento

Preço (k€)	Modelo 400	Modelo 1000
Chiller [63]	365	723
Transporte (10%)	18,25	36,15
Equipamentos Auxiliares (5%)	18,25	36,15
Alterações estruturais	100	100
Total	501,5	895,3

Uma vez descoberto o investimento inicial é necessário calcular-se o valor dos cash-flows. Como referido anteriormente, assumiu-se que o valor dos cash-flows corresponderia à diferença entre a fatura real e a calculada para os diferentes cenários e a poupança na instalação de frio, no que diz respeito à compra de energia elétrica.

Na **Tabela 4.7** encontram-se os valores calculados para a fatura da venda de energia elétrica a rede, para o ano de 2015, para os três cenários considerados.

Tabela 4.7 - Valores da fatura de venda de energia elétrica à rede. Situação Real e diferentes cenários estudados para o ano de 2015 (milhares de €).

		jan-15	fev-15	mar-15	abr-15	mai-15	jun-15
Fatura Original	Parcela Fixa	54.184 €	48.834 €	48.748 €	52.671 €	51.713 €	50.720 €
	Parcela Variável	385.127 €	357.271 €	406.138 €	327.267 €	303.542 €	311.248 €
	Parcela ambiental	6.561 €	0 €	668 €	3.775 €	3.054 €	10.306 €
	Preço de venda	454.972 €	414.393 €	464.851 €	391.544 €	365.622 €	379.872 €
1º Cenário - Adição do Chiller	Parcela Fixa	54.184 €	48.834 €	48.748 €	52.671 €	51.713 €	50.720 €
	Parcela Variável	385.127 €	357.271 €	406.138 €	327.267 €	303.542 €	311.248 €
	Parcela ambiental	16.605 €	14.322 €	17.220 €	17.373 €	15.260 €	15.388 €
	Preço de venda	465.221 €	429.007 €	481.741 €	405.420 €	378.076 €	385.058 €
2º Cenário - Chiller + PosComb	Parcela Fixa	54.184 €	48.834 €	48.748 €	52.671 €	51.713 €	50.720 €
	Parcela Variável	385.127 €	357.271 €	406.138 €	327.267 €	303.542 €	311.248 €
	Parcela ambiental	22.905 €	16.094 €	20.206 €	22.019 €	20.494 €	24.919 €
	Preço de venda	471.650 €	430.815 €	484.788 €	410.160 €	383.417 €	394.784 €
3º Cenário - Capacidade máxima	Parcela Fixa	54.184 €	48.834 €	48.748 €	52.671 €	51.713 €	50.720 €
	Parcela Variável	385.127 €	357.271 €	406.138 €	327.267 €	303.542 €	311.248 €
	Parcela ambiental	21.061 €	23.829 €	27.491 €	27.639 €	24.319 €	0 €
	Preço de venda	469.768 €	438.708 €	492.222 €	415.895 €	387.320 €	369.356 €

		jul-15	ago-15	set-15	out-15	nov-15	dez-15
Fatura Original	Parcela Fixa	50.103 €	50.821 €	51.662 €	44.053 €	52.519 €	52.199 €
	Parcela Variável	322.543 €	296.469 €	312.714 €	284.168 €	307.815 €	307.990 €
	Parcela ambiental	11.121 €	0 €	0 €	0 €	0 €	0 €
	Preço de venda	391.599 €	354.378 €	371.812 €	334.920 €	367.687 €	367.540 €
1º Cenário - Adição do Chiller	Parcela Fixa	50.103 €	50.821 €	51.662 €	44.053 €	52.519 €	52.199 €
	Parcela Variável	322.543 €	296.469 €	312.714 €	284.168 €	307.815 €	307.990 €
	Parcela ambiental	18.193 €	15.107 €	14.837 €	17.899 €	20.020 €	20.811 €
	Preço de venda	398.815 €	369.793 €	386.952 €	353.184 €	388.115 €	388.775 €
2º Cenário - Chiller + PosComb	Parcela Fixa	50.103 €	50.821 €	51.662 €	44.053 €	52.519 €	52.199 €
	Parcela Variável	322.543 €	296.469 €	312.714 €	284.168 €	307.815 €	307.990 €
	Parcela ambiental	28.030 €	14.154 €	17.664 €	18.566 €	20.132 €	20.926 €
	Preço de venda	408.853 €	368.820 €	389.837 €	353.864 €	388.230 €	388.892 €
3º Cenário - Capacidade máxima	Parcela Fixa	50.103 €	50.821 €	51.662 €	44.053 €	52.519 €	52.199 €
	Parcela Variável	322.543 €	296.469 €	312.714 €	284.168 €	307.815 €	307.990 €
	Parcela ambiental	3.851 €	15.107 €	23.939 €	24.666 €	26.578 €	26.520 €
	Preço de venda	384.181 €	369.793 €	396.240 €	360.089 €	394.808 €	394.601 €

É possível observar-se que a diferença no valor da fatura vem da alteração da parcela ambiental, uma vez que o seu cálculo está dependente do REE da instalação. Para o ano de 2016, também o valor da parcela ambiental foi o que se alterou, face aos restantes, para os três cenários.

Uma vez calculados os novos valores da fatura, calculou-se a poupança na fatura de acordo com os vários cenários. A **Tabela 4.8** lista o valor da poupança total anual para 2015 e 2016.

Dado que apenas foi possível calcular-se a poupança para 2015 e 2016, considerou-se que o valor da poupança para os anos de estudo do projeto fosse igual ao valor da poupança média dos dois anos para cada um dos cenários.

Tabela 4.8 - Valor da poupança na fatura de venda de energia elétrica à rede para o ano de 2015 e 2016.

<i>Hipótese</i>	2015	2016
1º Cenário	170,9 k€	140,5 k€
2º Cenário	213,8 k€	225 k€
3º Cenário	214,9 k€	175 k€

A poupança na fatura da venda de energia elétrica à rede não é a única que se tem em conta para a determinação dos cash-flows, também a poupança na instalação de frio na compra de energia elétrica é considerada, dado que na instalação de frio, os compressores utilizam energia elétrica para a produção de água gelada, ao contrário do que irá acontecer com o chiller de absorção que utiliza uma energia que de outra forma seria desperdiçada, sendo então considerada de custo zero.

Sabendo que o custo de 1 kW de energia elétrica é aproximadamente 0,11€ é possível calcular-se em quanto se poupa anualmente com a produção de frio através do chiller de absorção.

O COP do chiller de absorção toma um valor de 0,77, ou seja, por cada 1 kW de energia térmica fornecida, são produzidos 0,77 kW de energia frigorífica. A energia térmica fornecida ao chiller de absorção substituirá a energia elétrica que seria necessária. Posto isto, e uma vez conhecida a quantidade de energia térmica fornecida à instalação, a custo zero, é possível determinar-se qual o valor da poupança na compra de energia elétrica que seria necessária para a produção da mesma quantidade de energia frigorífica.

Os valores de poupança anual na compra de energia elétrica para os vários cenários considerados estão representados na **Tabela 4.9**.

Tabela 4.9 - Valor da poupança na compra de energia elétrica para o ano de 2015 e 2016

<i>Hipótese</i>	2015	2016
1º Cenário	3,3 k€	3,4 k€
2º Cenário	5,8 k€	7,1 k€
3º Cenário	15,1 k€	15,2 k€

Assim, o valor dos cash-flows líquido para cada cenário é o representado na **Tabela 4.10**. As contas de exploração dos três cenários estudados são as apresentadas no **Anexo 2** em **A2.4 – Conta de Exploração**.

Tabela 4.10 – Valor do Cash-Flow líquido para cada cenário (não atualizado)

<i>Hipótese</i>	<i>Cash Flow líquido</i>
1º Cenário	159,1 k€
2º Cenário	210,1 k€
3º Cenário	225,9 k€

De forma a calcular-se o valor do VAL é necessário proceder a uma atualização do valor dos cash-flows para o período de estudo do projeto. Estudou-se a viabilidade do projeto num período de 12 anos, até 2029, ano em que a central de cogeração da SCC passa a ser enquadrada na modalidade geral descrita no DL nº68-A/2015. A taxa de atualização para a construção da conta de exploração e cálculo do VAL e TIR considerada foi de 10%.

Uma vez concluídas as contas de exploração calcularam-se os índices de rentabilidade, VAL, TIR e PRI, para cada cenário. Na **Tabela 4.11** é possível ler-se os valores dos índices calculados para cada cenário.

Tabela 4.11 - Tabela resumo com os índices de rentabilidade do projeto de investimento considerando os três cenários.

<i>Hipótese</i>	<i>VAL</i>	<i>TIR</i>	<i>PRI</i>
1º Cenário	175 k€	19%	3 anos
2º Cenário	19,3 k€	11%	5,25 anos
3º Cenário	440 k€	32%	2,3 anos

Da **Tabela 4.11** é possível concluir-se que, dados valores do VAL serem sempre superiores a zero, para os três cenários, a decisão de investir no projeto é favorável.

No segundo cenário onde se considerou a pós-combustão, dado o aumento do investimento inicial, em que a capacidade do chiller duplica face aos outros dois cenários, o valor do VAL apresenta-se bastante mais baixo, e a TIR calculada é muito próxima da taxa de atualização utilizada, sendo que dos três cenários estudados, este é o menos rentável e o que representa um maior risco.

O cenário que apresenta maior rentabilidade é o terceiro cenário, pois considera-se que o chiller vai estar sempre a produzir a capacidade máxima de energia frigorífica. Também é este o cenário que apresenta uma maior rentabilidade a nível energética, atingindo valores de REE superiores a 70% em vários meses do ano.

Comparando o VAL com o investimento inicial, verifica-se, mais uma vez, que o terceiro cenário é o mais rentável e o que representa um menor risco de investimento, pois o seu valor actual líquido, que toma um valor de 440 mil euros, corresponde a 87% do investimento inicial do projeto de 500 mil euros.

Com um valor atrativo de TIR de 19% e 32%, para o 1º e 3º cenário, é seguro dizer-se que existe uma grande possibilidade de interesse de investimento no projeto. É também possível observar-se que o valor do PRI é baixo, entre 2 a 3 anos aproximadamente, o que

representa valores bastante aceitáveis tendo em conta os 12 anos considerados de vida útil de projeto.

É importante referir ainda que nos cenários 2 e 3, cenários onde existe uma maior consumo de gás natural por parte da caldeira recuperativa, existem custos associados a compra do gás natural necessários. Estes custos podem ir até aos 180 mil euros por ano, mas uma vez que não entram na remuneração por parte da venda de energia elétrica a rede, não foram tidos em conta para o cálculo dos cash-flows e do VAL.

5. Conclusões

A presente dissertação tem como objetivo o estudo da atividade de cogeração da empresa Sociedade Central de Cervejas e bebidas (SCC) e enquadrá-la nos requisitos e nos moldes atuais da legislação em vigor em Portugal e na UE, de forma a melhorar o seu desempenho aumentando o rendimento elétrico equivalente (REE) que se encontra abaixo do valor esperado de 75%, atingindo apenas valores de 55% para os últimos anos, e aumentando o valor da poupança em energia primária (PEP) que não só está com valores abaixo do esperado para a instalação, 20%, como também está abaixo do valor mínimo aceite por lei de 10%. Desta forma, foi estudada a implementação de um chiller de absorção na unidade de cogeração e avaliar as alterações dos rendimentos a ela associada.

A cogeração apresenta-se como uma solução bastante eficiente para a produção de energia pois permite produzir em simultâneo energia elétrica e energia térmica a partir de uma única fonte de combustível, apresentadas eficiências cerca de 30% mais elevadas quando comparadas com a produção separada de energia elétrica e térmica, que só atingem rendimentos até aos 55%. Ainda assim, para ser considerada eficiente a nível não só energético como também a nível económico e ambiental, a cogeração tem que respeitar certos requisitos básicos dispostos no decreto-lei nº68-A/2015 no que toca a uma cogeração de elevada eficiência. Estes passam por apresentar um REE superior a 55% para ser considerada eficiente e 70% para ser considerada de elevada eficiência e uma PEP no mínimo de 10% quando comparada com a produção separada de energia elétrica e energia térmica.

Dado o baixo consumo e consequente produção de cerveja em Portugal, as necessidades de vapor na fábrica em Vialonga têm vindo a diminuir nos últimos anos. Esta diminuição fez com que anualmente, milhares de megajoules de energia estivessem a ser desperdiçados para a atmosfera, cerca de 9000 MJ/h por ano, fazendo com que certos indicadores que refletem a eficiência da cogeração, como o REE e a PEP diminuíssem, correndo o risco da unidade de cogeração da sociedade central de cervejas e bebidas perder a licença de operação.

A implementação de um chiller de absorção na unidade de cogeração da Sociedade Central de Cervejas e Bebidas (SCC) conduziu ao aumento significativo do REE e da PEP da instalação, permitindo assim que fosse cumprido o disposto legal previsto no Decreto-Lei nº68-A/2015 de 30 de abril de 2015, no que toca a uma cogeração de elevada eficiência. O aumento do REE e da PEP variou consoante o cenário em estudo.

Fizeram-se três cenários distintos. O 1º cenário, que conta com o aproveitamento da energia térmica disponível mensalmente para alimentar o chiller de absorção, reproduziu-se num aumento do valor do REE de 11%, tomando um valor máximo de 66,8% para o ano de 2015, e na PEP de 10%, ficando sempre acima dos 10% de PEP mínima para ser considerada de elevada eficiência. Apresenta um VAL (valor atual líquido) de 175k€ e o seu período de retorno de investimento é de 3 anos.

No 2º cenário, onde foi considerado o máximo de produção com o fenómeno de pós combustão na caldeira recuperativa, aumentando a produção de vapor para 73829 MJ/h, este por sua vez trouxe um aumento no valor do REE de 13%, atingindo um valor máximo de 69,4% em 2016, e um aumento de 20% no valor da PEP, ficando este acima dos 30%. Este cenário é o que se mostra menos vantajoso a nível económico, uma vez que, ainda que apresente um valor de VAL positivo de 19k€, este é muito baixo quando comparado com os restantes cenários. Isto deve-se maioritariamente ao elevado custo de investimento inicial, que é quase duas vezes superior. Para além disto, há que ter em conta que com este cenário, para se atingir o máximo de produção de vapor, existem custos extra relacionados com a compra de gás natural, que se traduzem num acréscimo de 180k€ por ano.

O 3º e último cenário estudado, é aquele que se apresenta com mais vantagens a nível económico e energético, pois está-se perante o cenário onde o chiller vai estar a produzir de acordo com a sua capacidade máxima. O REE da instalação aumentou em média 22%, tendo atingido um valor máximo de 74% para o ano de 2016. Também o valor da PEP aumentou consideravelmente, tomando sempre valores superiores a 20%. A nível económico, toma um valor de VAL de 440k€, cerca de 87% do valor do investimento inicial, e tem um PRI de apenas 2,3 anos. Ainda assim, da mesma maneira que aconteceu para o 2º cenário, neste é preciso ter-se em conta que também aqui vai existir um acréscimo de gastos no final do ano referentes a compra de gás natural, de forma a ser possível produzir-se a quantidade de vapor necessária para alimentar o chiller.

Quando comparados com as necessidades de água gelada da fábrica, o 3º cenário, mais uma vez, é o que se apresenta como a melhor decisão de investimento de projeto pois consegue produzir água gelada suficiente para suprimir as necessidades mínimas da fábrica, ao contrário do que acontece no 1º cenário, onde seria necessário o funcionamento extra dos compressores da instalação de frio, e do 2º cenário onde a produção de água gelada é em excesso face as necessidades da fábrica.

Concluindo, ainda que o 3º cenário seja o mais vantajoso a nível económico e energético, o 1º cenário apresenta também inúmeras vantagens, e pode ser aplicado de igual forma ao terceiro, já que o chiller implementado teria as mesmas características. A grande diferença entre os dois cenários são os custos adicionais, onde no 1º seriam na compra de energia elétrica para alimentar os compressores e satisfazer as necessidades de água gelada na fábrica, e no 3º cenário na compra de gás natural para a produção de vapor.

Por fim, pode-se inferir que os valores apresentados permitem concluir que este projeto de implementação de um chiller de absorção na unidade de cogeração conduz a um consumo mais eficiente e racional de gás natural, conduzindo a um aumento dos rendimentos da instalação tornando-a novamente numa cogeração de elevada eficiência segundo o que está estipulado no DL nº23/2010 alterado pelo DL nº58/A-2015. Sem deixar de referir que também desta forma se contribui para uma melhor sustentabilidade energética do setor industrial.

Como trabalho futuro propõem-se as realizações um estudo de layout de forma a se concluir se, localmente, é possível a implementação do chiller de absorção, um estudo com

cenários de diferentes produtos e procura de mercado de forma a perceber o impacto no consumo de água gelada e vapor na fábrica. Uma análise de sensibilidade ao 1º e 3º cenário, uma vez que podem ser aplicados de igual forma, de forma a perceber qual é o melhor cenário para cada altura do ano, também a realização de uma análise de sensibilidade ao preços do gás natural e de eletricidade, uma vez que o sector energético está constantemente sujeito a mudanças que façam variar os preços do combustível. Em 2019 é também importante fazer uma revisão extensa das normativas referentes à atividade de cogeração, uma vez que a cogeração na SCC vai completar os 180 meses e vai passar para o regime remuneratório definido pela Portaria nº140/2010, se for considerada de alta eficiência.

6. Bibliografia

- [1] J. Deng, R. Z. Wang, and G. Y. Han, "A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 37, no. 2, pp. 172–203, 2011.
- [2] Ministério do Ambiente do Ordenamento do Território e da Energia, "Decreto-Lei n.º 68-A/2015, de 30 de abril," *Diário da República*, vol. 1.ª série, no. 84, pp. 2–52, 2015.
- [3] R. Filipe and L. Delgado, "Estudo e Implementação de um Sistema de Cogeração," 2016.
- [4] "O que é a sustentabilidade energética." [Online]. Available: <http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/conteudo/7497-o-que-e-sustentabilidade-energetica/>. [Accessed: 21-Apr-2017].
- [5] "All about energy," *Essential Energy Education*. [Online]. Available: <http://energy4me.org/>. [Accessed: 18-Jul-2017].
- [6] N. T. Raj, S. Iniyan, and R. Goic, "A review of renewable energy based cogeneration technologies," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3640–3648, Oct. 2011.
- [7] J. L. Azevedo, "Apontamentos sobre Cogeração," 2001.
- [8] "Eurostat." [Online]. Available: <http://ec.europa.eu>. [Accessed: 25-Mar-2017].
- [9] "PRE - Produção em Regime Especial," 2016. [Online]. Available: <http://www.erse.pt/>. [Accessed: 19-May-2017].
- [10] "APREN (Associação Portuguesa de Energias Renováveis)," *A Produção de Eletricidade em Portugal*. [Online]. Available: <http://www.apren.pt/pt/>. [Accessed: 19-May-2017].
- [11] João Abel Peças Lopes., "Impacto da integração da geração eólica nas redes elétricas (Redes de Distribuição e de Transporte)," 2010.
- [12] "Carnegie Europe," *Climate Change and EU Security Policy: An Unmet Challenge*. [Online]. Available: <http://carnegieeurope.eu>. [Accessed: 22-May-2017].
- [13] "Parlamento Europeu," *Eficiência Energética*. [Online]. Available: <http://www.europarl.europa.eu>. [Accessed: 22-May-2017].
- [14] "APREN (Associação Portuguesa de Energias Renováveis)," *Estratégia Nacional para a Energia 2020*. [Online]. Available: <http://www.apren.pt>. [Accessed: 22-May-2017].
- [15] R. C. Ministros, "Assembleia da república," *Diário da República*, vol. 1ª Série-N, no. Ene 2020, pp. 1289–1296, 2010.
- [16] M. da E. da I. e do Desenvolvimento, "Decreto-Lei n.º 23/2010," *Diário da República*, vol. 1, no. 59, pp. 934–946, 2010.
- [17] P. Europeu and P. Europeu, "Regulamento Delegado (UE) 2015/2402 da Comissão," *J. Of. da União Eur.*, no. 8, pp. 54–61, 2015.
- [18] M. da Economia, "Decreto-Lei n.º 538/99 cogeração," *Diário da República*, 1999.
- [19] "Estudo de Otimização da Exploração da Cogeração da Sociedade Central de Cervejas em Vialonga," *Doc. Interno SCC*.

- [20] “Sociedade Central de Cervejas e Bebidas.” [Online]. Available: <http://www.centralcervejas.pt/pt.aspx>. [Accessed: 09-May-2017].
- [21] F. D. Montanuci, M. Ribani, L. M. de M. Jorge, and R. M. M. Jorge, “Effect of steeping time and temperature on malting process,” *J. Food Process Eng.*, vol. 40, no. 4, 2016.
- [22] D. E. Briggs, C. a. Boulton, P. a. Brookes, and R. Steven, *Brewing: science and practice*, vol. 86, no. 1. 2004.
- [23] “1º aditamento à Licença Ambiental nº456/1.0/2013,” Amadora, 2015.
- [24] Ministério da Economia e do Emprego, “Portaria n.º 140/2012,” *Diário da República*, vol. 1, no. 93, pp. 2520–2525, 2012.
- [25] N. Paterman, “Apostila de Co-Geração,” vol. 0, no. 1, pp. 1–26, 2005.
- [26] J. Bassols, B. Kuckelkorn, J. Langreck, R. Schneider, and H. Veelken, “Trigeneration in the Food Industry . 2 . the Ammonia Absorption With Ammonia Absorption.”
- [27] DFIC - Dr. Fromme International Consulting, “Cogeneration and Trigeneration - How to Produce Energy Efficiently,” Germany.
- [28] “Combined Heat and Power,” *International Energy Agency*, vol. 1st. 2008.
- [29] H. I. Onovwiona and V. I. Ugursal, “Residential cogeneration systems: review of the current technology,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 10, no. 5, pp. 389–431, Oct. 2006.
- [30] “Combined Heat and Power Systems,” 2013. [Online]. Available: http://naturalgas.org/overview/combinedheat_powersystems/. [Accessed: 03-Mar-2017].
- [31] T. Rocha, “Cogeração {1.ª parte - Noções Gerais},” *O Eletr.*, pp. 88–96, 2011.
- [32] Y. S. H. Najjar, “Gas turbine cogeneration systems: a review of some novel cycles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 2, pp. 179–197, Feb. 2000.
- [33] “Introduction to the Second Law of Thermodynamics: Heat Engines and Their Efficiency.” [Online]. Available: https://cnx.org/contents/_RSOYYkJ@4/Introduction-to-the-Second-Law. [Accessed: 22-Mar-2017].
- [34] “Motor Otto e motor Diesel: qual a diferença?,” *CREF*. [Online]. Available: <http://www.if.ufrgs.br/cref/?area=questions&id=87>.
- [35] J. A. R. da Silva, “Projecto de um Ciclo de Rankine Rankine Orgânico para a Produção de 1 MW de Electricidade,” p. 324, 2010.
- [36] CEEETA, “Pilhas de combustível,” *Tecnol. Microgeração e Sist. periféricos*, pp. 18–28, 2011.
- [37] F. Bona and E. Prof. Dr. Ruppert Filho, “As Microturbinas e a Geração Distribuída,” Campinas, 2004.
- [38] R. Castro, “Introdução à Cogeração,” vol. 2009, pp. 1–42, 2009.
- [39] A. Ribeiro de Sá, *Guia de Aplicações de Gestão de Energia e Eficiência Energética*, 2nd ed. PublIndústria.
- [40] UNEP, “Energy Technology Fact Sheet - Cogeneration.”
- [41] E. T. Calva, M. P. Núñez, and M. A. R. Toral, “Thermal integration of trigeneration systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 25, no. 7, pp. 973–984, May 2005.

- [42] G. Chicco and P. Mancarella, "Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems. Part I: Models and indicators," *Energy*, vol. 33, no. 3, pp. 410–417, Mar. 2008.
- [43] A. Igor, M. De Oliveira, M. Fernando, and F. Pino, "Sistemas de Produção Simultânea de Calor , Frio e Eletricidade," 2005.
- [44] A. F. França and L. P. Caseiro, "Planeamento e Produção de Eletrecidade," 2008.
- [45] A. H. Neto and S. Paulo, "Sistemas de refrigeração por absorção," 2004.
- [46] H. S. Capela, "Avaliação de um chiller de absorção numa unidade de cogeração e trigerção," Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2015.
- [47] B. R. CANTARUTTI, "Análise Teórico-Experimental de um Sistema de Refrigeração por Absorção de Simples Efeito Utilizando H₂O-LiBr," p. 155, 2011.
- [48] D. Rudmar Serafim Matos, "Refrigeração," 2008.
- [49] K. E. Herold, R. Radermacher, and S. A. Klein, *Absorption Chillers and Heat Pumps*, Second Edi. CRC Press, Taylor 6 Francis Group, 2016.
- [50] D. Adélio and M. Rodrigues, "Modelação energética de sistemas de absorção em TRNSYS."
- [51] CEEETA, "Tecnologias de Aproveitamento de Calor," *Tecnol. Microgeração e Sist. periféricos*, pp. 53–61, 2011.
- [52] GBU, "Technical Description - Adsorption Chiller NAK," *Adsorpt. J. Int. Adsorpt. Soc.*, 1999.
- [53] S. F. Proença, "Arrefecimento Solar : Análise da Viabilidade do Arrefecimento de uma Garrafeira Comercial por Intermédio de um Chiller de Absorção," Universidade da Beira Interior, 2011.
- [54] Y. Al Turk and O. Ayadi, "Optimize and validate the Performance of a Solar Air Conditioning System under Jordanian Climate," *5th Jordanian IIR Int. Conf. Refrig. Air Cond. 5th JIIRCRAC*, no. OCTOBER, pp. 1–9, 2015.
- [55] D. Gupta, "Providing free cooling from low temperature waste heat through Adsorption Chiller," *Bry-Air*, pp. 1–46.
- [56] H. L. Luo, R. Z. Wang, Y. J. Dai, J. Y. Wu, J. M. Shen, and B. B. Zhang, "An efficient solar-powered adsorption chiller and its application in low-temperature grain storage," *Sol. Energy*, vol. 81, no. 5, pp. 607–613, 2007.
- [57] "Energy Effective Estates." [Online]. Available: http://www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web_sites/03-04/sustainable_cities/3framework_supply.htm. [Accessed: 11-May-2017].
- [58] G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, and L. C. Wrobel, "Design and construction of a LiBr-water absorption machine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 44, no. 15, pp. 2483–2508, 2003.
- [59] "Consumo de Cerveja em Portugal caiu 25 % em 10 anos," *Público*, 2016. [Online]. Available: <https://www.publico.pt/2016/10/31/economia/noticia/consumo-de-cerveja-em-portugal-caiu-25-em-dez-anos-1749399>. [Accessed: 01-Jul-2017].

- [60] ASHRAE, *ASHRAE Handbook: Refrigeration (SI Edition)*, vol. 30329, no. 404. 2010.
- [61] S. Kalogirou, G. Florides, S. Tassou, and L. Wrobel, "Design and Construction of a Lithium Bromide Water Absorption Refrigerator," *CLIMA 2000/Napoli 2001 World Congr.*, no. September 2001, pp. 15–18, 2001.
- [62] "Resumo Climatológico em Portugal." [Online]. Available: www.ipma.pt. [Accessed: 10-Sep-2017].
- [63] BROAD, "BROAD X Absorption Chiller Model Selection & Design Manual," East Kilbride, United Kingdom, 2008.
- [64] "Termodinâmica." [Online]. Available: <http://www.mspc.eng.br/termo/termod0340.shtml>. [Accessed: 21-May-2017].

7. Anexos

7.1 Anexo 1 – Propriedades³

A1.1 – Pressão e Temperatura da solução de LiBr e do refrigerante

Fração mássica de LiBr em solução 45% < X < 70%

T_{sol} – temperatura da solução (5 °C < T_{sol} < 175 °C)

T_{ref} – temperatura do refrigerante (–15 °C < T_{ref} < 110 °C)

P – pressão de saturação (kPa)

Equações:

$$\Sigma A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3$$

$$\Sigma B = B_0 X^0 + B_1 X^1 + B_2 X^2 + B_3 X^3$$

$$\log P = C + \frac{D}{T_{ref} + 273} + \frac{E}{(T_{ref} + 273)^2}$$

$$T_{ref} = \left[\frac{-2E}{(D + (D^2 - 4E(C - \log P))^{0.5})} \right] - 273$$

$$T_{sol} = \Sigma B + \Sigma A \times T_{ref}$$

Constantes			
ΣA		ΣB	
A0	-2,00755	B0	124,937
A1	0,16976	B1	-7,71649
A2	-0,00313336	B2	0,152286
A3	1,97668E-05	B3	-0,0008

Constantes		
C	D	E
7,05	-1596,49	-104096

A1.2 – Entalpia da solução de LiBr

Fração mássica de LiBr 40% < X < 70%

T – temperatura (15 °C < T_{sol} < 165 °C)

h – entalpia (kJ/kg)

Equações:

$$\Sigma A = A_0 X^0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3 + A_4 X^4$$

$$\Sigma B = B_0 X^0 + B_1 X^1 + B_2 X^2 + B_3 X^3 + B_4 X^4$$

$$\Sigma C = C_0 X^0 + C_1 X^1 + C_2 X^2 + C_3 X^3 + C_4 X^4$$

³ Todas as correlações foram tiradas do artigo “*Design and construction of a LiBr-water absorption machine*”[58]

$$h = \Sigma A + \Sigma B \times T + \Sigma C \times T^2$$

Constantes					
ΣA		ΣB		ΣC	
A0	-2024,33	B0	18,2829	C0	-0,037008214
A1	163,309	B1	-1,1691757	C1	0,002887767
A2	-4,88161	B2	0,03248041	C2	-8,1313E-05
A3	0,063029	B3	-0,00040342	C3	9,91166E-07
A4	-0,00029	B4	1,85206E-06	C4	-4,44412E-09

A1.3 – Densidade e volume específico da solução de LiBr

Fração mássica de LiBr 20% < X < 60%

T – temperatura ($0\text{ }^{\circ}\text{C} < T_{sol} < 200\text{ }^{\circ}\text{C}$)

ρ_x – densidade (kg/m^3)

v – volume específico (m^3/kg)

Equações:

$$X_0 = X/100$$

$$p_x = A_0 + A_1X^1 + A_2X^2 - (A_3 + A_4X^1) * (273 + T)$$

$$v = 1/p_x$$

A1.4 – Pressão de saturação de vapor de água

P - Pressão de saturação (kPa)

T - Temperatura $^{\circ}\text{C}$

Equações:

$$P = A_0T^6 + A_1T^5 + A_2T^4 + A_3T^3 + A_4T^2 + A_5T + 0,6108$$

Constantes	
A0	2E-12
A1	-0,000000003
A2	0,0000002
A3	0,00003
A4	0,0014
A5	0,0444

A1.5 – Entalpia de vapor de água (saturado)

hg - Entalpia de vapor (kJ/kg)

T - Temperatura $^{\circ}\text{C}$

Equações:

$$h_g = A_0 T^2 + A_1 T + 2500,559$$

Constantes	
A0	-0,00125
A1	1,880309

A1.6 – Entalpia de água saturada

h_f – entalpia de água saturada (kJ/kg)

h_{fg} – entalpia de condensação (kJ/kg)

T – temperatura de saturação (°C)

Equações:

$$h_f = h_g - h_{fg} \text{ [64]}$$

$$h_{fg} = A_0 T^2 + A_1 T + 2500,43063$$

Constantes	
A0	-0,00133
A1	-2,29984

A1.7 – Entalpia de vapor sobreaquecido

H_{sh} - Entalpia de vapor sobreaquecido (kJ/kg)

T_{ref} - Temperatura água (refrigerante) saturada °C

T_v - Temperatura do vapor °C

P - Pressão de vapor (kPa)

T - Graus de sobreaquecimento

Equações:

$$T = T_v - T_{ref}$$

$$H_{sh1} = A_0 * \ln P + 2513,2$$

$$H_{sh2} = A_1 * P^2 + A_2 * P + 2689$$

$$H_{sh} = ((H_{sh2} - H_{sh1})/100) * T + H_{sh1}$$

Constantes	
A0	32,508
A1	0,00001
A2	-0,1193

7.2 Anexo 2

A2.1 - Consumos energéticos da Fábrica

1º Cenário

Para 2015:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Horas de Funcionamento	h	506	464	517	512	490	514	559	514	536	489	514	513
Produção EE	MWh	3840	3515	3885	3782	3569	3674	3962	3674	3895	3542	3789	3825
Exportação EE	MWh	3743	3427	3783	3683	3475	3577	3853	3577	3789	3455	3688	3730
Autoconsumo EE	MWh	98	88	102	99	94	96	109	97	106	87	101	95
Importação EE	MWh	7	6	6	5	6	6	5	6	5	7	5	6
Máximo de produção vapor (sem Pós-comb)	MJ/h	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790
Máximo de produção vapor (sem Pós-comb)	MWh	5874	5386	6002	5943	5688	5967	6489	5967	6222	5676	5967	5955
Energia térmica cogeração	MWh	5118	3900	4665	4894	4727	5598	5985	3730	4818	3908	4170	4099
Energia térmica água quente recuperação	MWh	559	307	360	410	339	414	482	11	258	378	441	533
Energia retorno condensados	MWh	672	495	568	533	499	624	648	410	594	496	552	550
Energia térmica útil	MWh	5005	3712	4456	4772	4567	5389	5820	3331	4482	3789	4059	4083
Energia GN (Caldeira)	MWh	523	268	351	435	463	691	709	126	357	211	189	189
Energia GN (turbina)	MWh	11331	10348	11422	11258	10680	11030	11934	10929	11656	10579	11217	11322
Energia GN total	MWh	11855	10616	11773	11693	11143	11721	12643	11055	12013	10789	11406	11511
Energia termica disponível	MWh	756	1486	1337	1049	961	368	504	2237	1404	1769	1797	1856
Energia térmica convertida	MWh	585	1149	1033	811	743	285	389	1729	1085	1367	1389	1435

Para 2016:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Horas de Funcionamento	h	483	512	536	466	516	513	514	536	534	472	488	442
Produção EE	MWh	3588	3866	4008	3418	3780	3677	3612	3801	3838	3413	3659	3393
Exportação EE	MWh	3490	3763	3886	3338	3679	3578	3516	3698	3739	3320	3570	3308
Autoconsumo EE	MWh	99	103	122	80	102	99	96	103	99	93	89	85
Importação EE	MWh	8	5	7	7	6	5	6	5	5	6	7	8
Máximo de produção vapor (sem Pós-comb)	MJ/h	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790
Máximo de produção vapor (sem Pós-comb)	MWh	5607	5943	6222	5409	5990	5955	5967	6222	6199	5479	5665	5131
Energia térmica cogeração	MWh	4848	5079	5090	4734	5427	5123	4647	3530	4118	3980	4172	3509
Energia térmica água quente recuperação	MWh	501	476	511	741	372	435	289	7	147	355	342	343
Energia retorno condensados	MWh	595	636	620	563	666	718	589	452	587	505	564	453
Energia térmica útil	MWh	4755	4920	4980	4912	5133	4840	4346	3085	3678	3830	3949	3399
Energia GN (Caldeira)	MWh	429	425	329	455	556	463	313	68	347	274	340	171
Energia GN (turbina)	MWh	10653	11434	11835	10159	11312	11052	10895	11415	11476	10196	10819	9875
Energia GN total	MWh	11082	11860	12164	10614	11868	11515	11207	11483	11823	10470	11160	10046
Energia termica disponível	MWh	759	864	1132	675	563	832	1320	2692	2080	1499	1493	1622
Energia térmica convertida	MWh	586	668	875	522	435	643	1020	2081	1608	1159	1154	1254

Para 2017:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Horas de Funcionamento	h	537	487	559	441	471	513	514	525	535	481	501	478
Produção EE	MWh	4120	3674	4228	3200	3399	3676	3659	3737	3866	3477	3724	3609
Exportação EE	MWh	4009	3583	4118	3122	3305	3578	3561	3637	3764	3387	3629	3519
Autoconsumo EE	MWh	111	91	110	78	94	98	97	100	102	90	95	90
Importação EE	MWh	5	5	5	7	7	6	6	6	5	7	6	7
Máximo de produção vapor (sem Pós-comb)	MJ/h	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790
Máximo de produção vapor (sem Pós-comb)	MWh	6234	5653	6489	5119	5468	5955	5967	6094	6210	5578	5816	5543
Energia térmica cogeração	MWh	4829	4048	5241	4151	5009	5683	5720	3630	4468	3944	4171	3804
Energia térmica água quente recuperação	MWh	470	345	554	377	352	396	417	9	202	366	392	438
Energia retorno condensados	MWh	615	527	693	538	653	738	759	431	590	501	558	501
Energia térmica útil	MWh	4685	3866	5102	3991	4707	5341	5378	3208	4080	3810	4004	3741
Energia GN (Caldeira)	MWh	284	146	376	381	527	591	624	97	352	242	265	180
Energia GN (turbina)	MWh	11988	10906	12485	9599	10009	10965	10935	11172	11566	10388	11018	10599
Energia GN total	MWh	12272	11052	12861	9980	10536	11556	11559	11269	11918	10630	11283	10779
Energia termica disponível	MWh	1404	1605	1248	968	459	272	247	2464	1742	1634	1645	1739
Energia térmica convertida	MWh	1085	1241	965	748	354	210	191	1905	1347	1263	1271	1344

2º Cenário

Para 2015:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Horas de Funcionamento	h	506	464	517	512	490	514	559	514	536	489	514	513
Produção EE	MWh	3840	3515	3885	3782	3569	3674	3962	3674	3895	3542	3789	3825
Exportação EE	MWh	3743	3427	3783	3683	3475	3577	3853	3577	3789	3455	3688	3730
Autoconsumo EE	MWh	98	88	102	99	94	96	109	97	106	87	101	95
Importação EE	MWh	7	6	6	5	6	6	5	6	5	7	5	6
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MJ/h	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MWh	10377	9516	10603	10500	10049	10541	11464	10541	10992	10028	10541	10521
Energia térmica cogeração	MWh	5118	3900	4665	4894	4727	5598	5985	3730	4818	3908	4170	4099
Energia térmica água quente recuperação	MWh	559	307	360	410	339	414	482	11	258	378	441	533
Energia retorno condensados	MWh	672	495	568	533	499	624	648	410	594	496	552	550
Energia térmica útil	MWh	5005	3712	4456	4772	4567	5389	5820	3331	4482	3789	4059	4083
Energia GN (Caldeira)	MWh	4048	3712	4136	4096	3920	4112	4472	4112	4288	3912	4112	4104
Energia GN (turbina)	MWh	11331	10348	11422	11258	10680	11030	11934	10929	11656	10579	11217	11322
Energia GN total	MWh	15379	14060	15558	15354	14600	15142	16406	15041	15944	14491	15329	15426
Energia termica disponivel	MWh	5260	5616	5938	5606	5322	4943	5479	6811	6174	6121	6371	6421
Energia térmica convertida	MWh	4066	4341	4590	4333	4114	3821	4235	5265	4773	4731	4925	4964

Para 2016:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Horas de Funcionamento	h	483	512	536	466	516	513	514	536	534	472	488	442
Produção EE	MWh	3588	3866	4008	3418	3780	3677	3612	3801	3838	3413	3659	3393
Exportação EE	MWh	3490	3763	3886	3338	3679	3578	3516	3698	3739	3320	3570	3308
Autoconsumo EE	MWh	99	103	122	80	102	99	96	103	99	93	89	85
Importação EE	MWh	8	5	7	7	6	5	6	5	5	6	7	8
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MJ/h	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MWh	9905	10500	10992	9557	10582	10521	10541	10992	10951	9680	10008	9065
Energia térmica cogeração	MWh	4848	5079	5090	4734	5427	5123	4647	3530	4118	3980	4172	3509
Energia térmica água quente recuperação	MWh	501	476	511	741	372	435	289	7	147	355	342	343
Energia retorno condensados	MWh	595	636	620	563	666	718	589	452	587	505	564	453
Energia térmica útil	MWh	4755	4920	4980	4912	5133	4840	4346	3085	3678	3830	3949	3399
Energia GN (Caldeira)	MWh	3864	4096	4288	3728	4128	4104	4112	4288	4272	3776	3904	3536
Energia GN (turbina)	MWh	10653	11434	11835	10159	11312	11052	10895	11415	11476	10196	10819	9875
Energia GN total	MWh	14517	15530	16123	13887	15440	15156	15007	15703	15748	13972	14723	13411
		8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Energia termica disponivel	MWh	5057	5421	5902	4822	5156	5397	5894	7462	6833	5699	5836	5556
Energia térmica convertida	MWh	3909	4190	4562	3728	3985	4172	4556	5768	5282	4406	4511	4295

Para 2017:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Horas de Funcionamento	h	537	487	559	441	471	513	514	525	535	481	501	478
Produção EE	MWh	4120	3674	4228	3200	3399	3676	3659	3737	3866	3477	3724	3609
Exportação EE	MWh	4009	3583	4118	3122	3305	3578	3561	3637	3764	3387	3629	3519
Autoconsumo EE	MWh	111	91	110	78	94	98	97	100	102	90	95	90
Importação EE	MWh	5	5	5	7	7	6	6	6	5	7	6	7
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MJ/h	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829	73829
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MWh	11013	9987	11464	9044	9659	10521	10541	10767	10972	9854	10275	9793
Energia térmica cogeração	MWh	4829	4048	5241	4151	5009	5683	5720	3630	4468	3944	4171	3804
Energia térmica água quente recuperação	MWh	470	345	554	377	352	396	417	9	202	366	392	438
Energia retorno condensados	MWh	615	527	693	538	653	738	759	431	590	501	558	501
Energia térmica útil	MWh	4685	3866	5102	3991	4707	5341	5378	3208	4080	3810	4004	3741
Energia GN (Caldeira)	MWh	4296	3896	4472	3528	3768	4104	4112	4200	4280	3844	4008	3820
Energia GN (turbina)	MWh	11988	10906	12485	9599	10009	10965	10935	11172	11566	10388	11018	10599
Energia GN total	MWh	16284	14802	16957	13127	13777	15069	15047	15372	15846	14232	15026	14419
Energia termica disponivel	MWh	6183	5939	6223	4893	4650	4838	4821	7137	6504	5910	6103	5989
Energia térmica convertida	MWh	4780	4591	4810	3782	3595	3739	3727	5517	5027	4568	4718	4629

3º Cenário

Para 2015:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Horas de Funcionamento	h	506	464	517	512	490	514	559	514	536	489	514	513
Produção EE	MWh	3840	3515	3885	3782	3569	3674	3962	3674	3895	3542	3789	3825
Exportação EE	MWh	3743	3427	3783	3683	3475	3577	3853	3577	3789	3455	3688	3730
Autoconsumo EE	MWh	98	88	102	99	94	96	109	97	106	87	101	95
Importação EE	MWh	7	6	6	5	6	6	5	6	5	7	5	6
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MJ/h	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MWh	5874	5386	6002	5943	5688	5967	6489	5967	6222	5676	5967	5955
Energia térmica cogeração	MWh	5118	3900	4665	4894	4727	5598	5985	3730	4818	3908	4170	4099
Energia térmica água quente recuperação	MWh	559	307	360	410	339	414	482	11	258	378	441	533
Energia retorno condensados	MWh	672	495	568	533	499	624	648	410	594	496	552	550
Energia térmica útil	MWh	5005	3712	4456	4772	4567	5389	5820	3331	4482	3789	4059	4083
Energia GN (Caldeira)	MWh	1548	404	588	927	1079	4196	3149	126	569	266	235	228
Energia GN (turbina)	MWh	11331	10348	11422	11258	10680	11030	11934	10929	11656	10579	11217	11322
Energia GN total	MWh	12879	10752	12010	12185	11759	15226	15083	11055	12225	10845	11452	11550
Energia termica disponivel	MWh	2237	2237	2237	2237	2237	2237	2237	2237	2237	2237	2237	2237
Energia térmica convertida	MWh	1729	1729	1729	1729	1729	1729	1729	1729	1729	1729	1729	1729

Para 2016:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Horas de Funcionamento	h	483	512	536	466	516	513	514	536	534	472	488	442
Produção EE	MWh	3588	3866	4008	3418	3780	3677	3612	3801	3838	3413	3659	3393
Exportação EE	MWh	3490	3763	3886	3338	3679	3578	3516	3698	3739	3320	3570	3308
Autoconsumo EE	MWh	99	103	122	80	102	99	96	103	99	93	89	85
Importação EE	MWh	8	5	7	7	6	5	6	5	5	6	7	8
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MJ/h	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MWh	5607	5943	6222	5409	5990	5955	5967	6222	6199	5479	5665	5131
Energia térmica cogeração	MWh	4848	5079	5090	4734	5427	5123	4647	3530	4118	3980	4172	3509
Energia térmica água quente recuperação	MWh	501	476	511	741	372	435	289	7	147	355	342	343
Energia retorno condensados	MWh	595	636	620	563	666	718	589	452	587	505	564	453
Energia térmica útil	MWh	4755	4920	4980	4912	5133	4840	4346	3085	3678	3830	3949	3399
		10,0	9,9	9,5	10,2	10,5	10,0	9,0	6,6	7,7	8,4	8,5	7,9
Energia GN (Caldeira)	MWh	1523	1326	783	1815	2657	1498	638	68	449	492	614	284
Energia GN (turbina)	MWh	10653	11434	11835	10159	11312	11052	10895	11415	11476	10196	10819	9875
Energia GN total	MWh	12176	12760	12618	11974	13970	12549	11532	11483	11925	10688	11433	10159
		8298,8	8635,5	8914,1	8101,5	8681,9	8647,1	8658,7	8914,0	8890,9	8171,1	8356,9	7822,9
Energia termica disponivel	MWh	2692	2692	2692	2692	2692	2692	2692	2692	2692	2692	2692	2692
Energia térmica convertida	MWh	2081	2081	2081	2081	2081	2081	2081	2081	2081	2081	2081	2081

Para 2017

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Horas de Funcionamento	h	537	487	559	441	471	513	514	525	535	481	501	478
Produção EE	MWh	4120	3674	4228	3200	3399	3676	3659	3737	3866	3477	3724	3609
Exportação EE	MWh	4009	3583	4118	3122	3305	3578	3561	3637	3764	3387	3629	3519
Autoconsumo EE	MWh	111	91	110	78	94	98	97	100	102	90	95	90
Importação EE	MWh	5	5	5	7	7	6	6	6	5	7	6	7
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MJ/h	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790	41790
Máximo de produção vapor (com Pós-comb)	MWh	6234	5653	6489	5119	5468	5955	5967	6094	6210	5578	5816	5543
Energia térmica cogeração	MWh	4829	4048	5241	4151	5009	5683	5720	3630	4468	3944	4171	3804
Energia térmica água quente recuperação	MWh	470	345	554	377	352	396	417	9	202	366	392	438
Energia retorno condensados	MWh	615	527	693	538	653	738	759	431	590	501	558	501
Energia térmica útil	MWh	4685	3866	5102	3991	4707	5341	5378	3208	4080	3810	4004	3741
Energia GN (Caldeira)	MWh	498	224	742	970	2832	3488	3495	97	498	365	397	255
Energia GN (turbina)	MWh	11988	10906	12485	9599	10009	10965	10935	11172	11566	10388	11018	10599
Energia GN total	MWh	12486	11130	13227	10569	12841	14453	14430	11269	12064	10753	11415	10854
Energia termica disponivel	MWh	2464	2464	2464	2464	2464	2464	2464	2464	2464	2464	2464	2464
Energia térmica convertida	MWh	1905	1905	1905	1905	1905	1905	1905	1905	1905	1905	1905	1905

A2.2 – Dados termodinâmicos para um chiller de absorção

Ponto	Condição (estado)	X (%LiBr)	m (kg/s)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Temperatura (°C)
1	Solução líquida saturada	57,2	16,33705	0,934	99,83	38,9
2	Solução líquida subarrefecida	57,2	16,33705	4,686	99,84	38,9
3	Solução líquida subarrefecida	57,2	16,33705	4,686	142,13	60,0
4	Solução líquida saturada	62,5	14,81591	4,686	204,23	80,0
5	Solução líquida subarrefecida	62,5	14,81591	4,686	157,60	54,9
6	Solução Líquido - Vapor	62,5	14,81591	0,934	157,60	49,6
7	Vapor sobreaquecido	0	1,52114	4,686	2618,49	75,0
8	Água líquida saturada	0	1,52114	4,686	129,57	30,9
9	Solução Líquido - Vapor	0	1,52114	0,934	129,57	6,0
10	Vapor saturado	0	1,52114	0,934	2511,80	6,0

A2.3 – Rendimentos da unidade de cogeração

1º Cenário

Para 2015:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
RE (rendimnto elétrico)	%	33,89	33,97	34,02	33,59	33,42	33,31	33,20	33,61	33,42	33,48	33,78	33,79
REE (sem recup. Malteria)	%	54,13	50,15	52,38	53,79	53,91	57,76	57,41	48,55	51,77	49,36	49,93	49,30
REE (com recup. Malteria)	%	59,47	52,79	55,45	57,63	57,25	62,39	62,39	48,63	53,88	52,51	53,49	53,48
REE (sem recup. Malteria+ chiller)	%	59,74	61,68	62,29	61,94	61,82	60,87	61,36	65,68	61,98	63,04	63,12	62,45
REE (com recup. Malteria + chiller)	%	66,32	65,71	66,68	67,08	66,26	66,04	67,09	65,83	65,03	68,27	68,91	69,33
Diferença dos rendimentos	%	6,84	12,92	11,22	9,46	9,01	3,64	4,70	17,20	11,15	15,76	15,42	15,84
PEP (antes do chiller)	%	13,30	7,26	10,19	11,67	11,94	16,46	15,97	3,46	9,74	5,91	6,77	5,79
PEP (depois do chiller)	%	18,66	19,67	19,91	19,28	19,24	18,99	19,19	21,67	19,81	20,51	20,64	20,21

Para 2016:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
RE (rendimnto elétrico)	%	33,68	33,81	33,86	33,65	33,42	33,27	33,16	33,30	33,44	33,47	33,82	34,36
REE (sem recup. Malteria)	%	54,90	54,37	53,98	55,83	55,92	54,05	52,49	45,86	47,33	50,24	49,92	49,74
REE (com recup. Malteria)	%	60,17	58,86	58,60	64,74	59,67	58,31	55,13	45,91	48,33	53,42	52,72	52,76
REE (sem recup. Malteria+ chiller)	%	61,17	60,89	62,41	61,82	60,36	60,59	63,18	64,30	61,16	62,39	60,83	62,92
REE (com recup. Malteria + chiller)	%	67,79	66,59	68,67	72,94	64,75	65,99	67,04	64,39	62,84	67,38	65,03	67,84
Diferença dos rendimentos	%	7,62	7,73	10,07	8,20	5,08	7,68	11,92	18,48	14,52	13,96	12,31	15,08
PEP (antes do chiller)	%	13,52	12,88	12,06	14,23	14,88	13,60	10,65	-0,58	4,37	7,75	7,68	6,03
PEP (depois do chiller)	%	19,21	19,00	19,86	19,46	18,79	19,58	20,59	21,46	20,33	20,29	19,51	20,41

Para 2017:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
RE (rendimnto elétrico)	%	34,37	33,69	33,86	33,34	33,96	33,52	33,46	33,45	33,43	33,47	33,80	34,05
REE (sem recup. Malteria)	%	52,82	50,18	52,74	52,34	58,02	59,03	58,89	47,15	49,46	49,79	49,93	49,50
REE (com recup. Malteria)	%	56,73	53,03	57,26	56,30	62,29	63,65	63,78	47,21	50,97	52,95	53,11	53,14
REE (sem recup. Malteria+ chiller)	%	62,80	62,19	61,14	60,82	62,33	61,39	61,03	64,97	61,57	62,72	61,97	62,67
REE (com recup. Malteria + chiller)	%	68,40	66,62	67,29	66,23	67,28	66,41	66,29	65,09	63,92	67,83	66,94	68,62
Diferença dos rendimentos	%	11,67	13,59	10,03	9,93	4,99	2,76	2,52	17,88	12,95	14,88	13,84	15,48
PEP (antes do chiller)	%	10,47	6,69	11,04	11,05	17,13	17,90	18,06	1,44	7,16	6,83	7,22	5,90
PEP (depois do chiller)	%	20,20	19,65	19,33	19,33	20,54	19,74	19,73	21,57	20,07	20,40	20,09	20,30

2º Cenário

Para 2015:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
RE (rendiemnto elétrico)	%	33,89	33,97	34,02	33,59	33,42	33,31	33,20	33,61	33,42	33,48	33,78	33,79
REE (sem recup. Malteria)	%	35,85	33,35	34,37	35,05	35,09	37,21	36,79	31,51	33,68	32,29	32,61	32,49
REE (com recup. Malteria)	%	38,12	34,49	35,67	36,64	36,48	39,08	38,77	31,54	34,56	33,60	34,09	34,25
REE (sem recup. Malteria+ chiller)	%	63,20	62,84	64,05	64,68	65,17	66,63	66,79	65,00	63,71	63,46	63,19	62,51
REE (com recup. Malteria + chiller)	%	70,61	67,04	68,70	70,32	70,13	72,87	73,63	65,15	66,94	68,77	68,98	69,40
Diferença dos rendimentos	%	32,49	32,54	33,04	33,68	33,65	33,79	34,86	33,61	32,38	35,16	34,89	35,15
PEP (antes do chiller)	%	3,44	-2,97	-0,13	1,31	1,57	6,42	5,73	-7,60	-0,99	-4,97	-4,03	-4,84
PEP (depois do chiller)	%	30,69	30,87	31,18	30,93	31,03	31,37	31,43	31,90	31,09	31,30	31,32	31,00

Para 2016:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
RE (rendiemnto elétrico)	%	33,68	33,81	33,86	33,65	33,42	33,27	33,16	33,30	33,44	33,47	33,82	34,36
REE (sem recup. Malteria)	%	35,64	35,53	34,83	36,08	36,24	34,87	33,49	30,11	31,62	32,84	33,32	33,03
REE (com recup. Malteria)	%	37,79	37,39	36,69	39,60	37,78	36,59	34,55	30,13	32,06	34,17	34,54	34,33
REE (sem recup. Malteria+ chiller)	%	64,06	63,39	63,83	65,32	64,29	63,61	64,69	62,96	62,78	63,66	62,60	63,08
REE (com recup. Malteria + chiller)	%	71,35	69,59	70,39	77,86	69,29	69,58	68,74	63,04	64,55	68,86	67,07	68,03
Diferença dos rendimentos	%	33,56	32,19	33,70	38,26	31,51	32,99	34,19	32,91	32,48	34,69	32,53	33,69
PEP (antes do chiller)	%	3,20	2,66	1,46	3,91	4,67	2,93	-0,58	-11,62	-6,12	-3,03	-2,51	-4,19
PEP (depois do chiller)	%	30,93	30,69	31,06	31,23	30,86	31,23	31,59	31,58	31,46	31,33	30,91	31,18

Para 2017:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
RE (rendiemnto elétrico)	%	34,37	33,69	33,86	33,34	33,96	33,52	33,46	33,45	33,43	33,47	33,80	34,05
REE (sem recup. Malteria)	%	34,55	32,90	34,59	34,26	36,98	37,37	37,35	30,78	32,62	32,55	32,96	32,74
REE (com recup. Malteria)	%	36,18	34,10	36,48	35,92	38,67	39,17	39,26	30,80	33,27	33,88	34,31	34,29
REE (sem recup. Malteria+ chiller)	%	63,73	61,89	62,78	63,59	66,86	66,02	66,02	63,95	63,24	63,56	62,90	62,78
REE (com recup. Malteria + chiller)	%	69,50	66,28	69,29	69,53	72,59	71,85	72,22	64,06	65,73	68,81	68,03	68,75
Diferença dos rendimentos	%	33,32	32,18	32,81	33,62	33,92	32,68	32,97	33,25	32,46	34,94	33,72	34,46
PEP (antes do chiller)	%	0,15	-4,04	0,68	0,55	6,85	7,54	7,74	-9,62	-3,47	-4,00	-3,28	-4,54
PEP (depois do chiller)	%	31,20	30,50	30,74	31,00	32,22	31,68	31,76	31,74	31,27	31,31	31,12	31,09

3º Cenário

Para 2015:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
RE (rendiemnto elétrico)	%	33,89	33,97	34,02	33,59	33,42	33,31	33,20	33,61	33,42	33,48	33,78	33,79
REE (sem recup. Malteria)	%	47,14	49,18	50,72	50,18	49,21	36,88	42,10	48,55	50,31	48,97	49,62	49,04
REE (com recup. Malteria)	%	51,14	51,71	53,59	53,51	51,98	38,72	44,72	48,63	52,30	52,07	53,13	53,19
REE (sem recup. Malteria+ chiller)	%	62,20	67,90	68,33	67,98	67,61	45,99	53,29	65,68	67,54	67,30	66,92	65,62
REE (com recup. Malteria + chiller)	%	69,35	72,82	73,64	74,22	72,95	48,89	57,56	65,83	71,18	73,29	73,46	73,25
Diferença dos rendimentos	%	18,21	21,11	20,05	20,72	20,97	10,17	12,84	17,20	18,88	21,22	20,33	20,07
PEP (antes do chiller)	%	10,11	6,78	9,44	10,07	9,84	6,20	9,00	3,46	9,06	5,71	6,62	5,66
PEP (depois do chiller)	%	24,20	24,27	24,58	24,84	25,13	19,42	21,59	21,67	24,10	23,44	23,28	22,51

Para 2016:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
RE (rendiemnto elétrico)	%	33,68	33,81	33,86	33,65	33,42	33,27	33,16	33,30	33,44	33,47	33,82	34,36
REE (sem recup. Malteria)	%	46,84	48,11	50,78	45,49	42,38	46,74	50,06	45,86	46,73	48,63	48,08	48,91
REE (com recup. Malteria)	%	50,62	51,60	54,85	51,23	44,50	49,89	52,46	45,91	47,70	51,61	50,67	51,83
REE (sem recup. Malteria+ chiller)	%	67,91	68,30	72,77	66,40	57,77	66,97	74,63	64,30	65,71	73,54	69,83	74,31
REE (com recup. Malteria + chiller)	%	76,17	75,55	81,42	79,41	61,78	73,63	80,07	64,39	67,66	80,58	75,43	81,27
Diferença dos rendimentos	%	25,55	23,95	26,57	28,18	17,28	23,74	27,62	18,48	19,96	28,96	24,76	29,44
PEP (antes do chiller)	%	9,87	10,06	10,65	9,55	8,51	10,21	9,52	-0,58	4,05	6,96	6,77	5,62
PEP (depois do chiller)	%	27,15	26,63	27,18	27,18	24,38	26,96	27,70	21,46	23,72	27,26	26,08	27,27

Para 2017:

	Unidades	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maio	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
RE (rendiemnto elétrico)	%	34,37	33,69	33,86	33,34	33,96	33,52	33,46	33,45	33,43	33,47	33,80	34,05
REE (sem recup. Malteria)	%	51,37	49,64	50,38	47,64	41,30	39,94	39,93	47,15	48,53	48,90	49,04	48,98
REE (com recup. Malteria)	%	55,06	52,42	54,48	50,89	43,42	42,00	42,12	47,21	49,98	51,95	52,10	52,55
REE (sem recup. Malteria+ chiller)	%	70,48	70,23	67,98	70,36	56,16	52,29	52,36	64,97	66,75	70,41	68,68	69,44
REE (com recup. Malteria + chiller)	%	77,62	75,93	75,67	77,70	60,14	55,89	56,18	65,08	69,52	76,92	74,84	76,82
Diferença dos rendimentos	%	22,56	23,51	21,19	26,81	16,72	13,88	14,06	17,88	19,54	24,97	22,74	24,27
PEP (antes do chiller)	%	9,82	6,42	9,96	8,81	9,51	9,14	9,36	1,44	6,69	6,39	6,78	5,64
PEP (depois do chiller)	%	25,59	24,93	24,95	27,23	25,01	23,29	23,46	21,56	23,94	25,43	24,80	24,81

A2.4 – Conta de Exploração

1º Cenário														
	Ano de Investimento	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Cash flow de exploração		159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €
Cash flow de investimento	501 500 €													
Cash flow líquido	-501 500 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €	159 104 €
Cash flow líquido atualizado	-501 500 €	144 640 €	131 491 €	119 537 €	108 670 €	98 791 €	89 810 €	81 645 €	74 223 €	67 475 €	61 341 €	55 765 €	50 695 €	46 087 €
Cash flow acumulado	-501 500 €	-356 860 €	-225 370 €	-105 833 €	2 837 €	101 627 €	191 437 €	273 083 €	347 306 €	414 781 €	476 122 €	531 887 €	582 582 €	628 669 €

2º Cenário														
	Ano de Investimento	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Cash flow de exploração		210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €
Cash flow de investimento	895 300 €													
Cash flow líquido	-895 300 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €	210 095 €
Cash flow líquido atualizado	-895 300 €	190 995 €	173 632 €	157 847 €	143 498 €	130 452 €	118 593 €	107 812 €	98 011 €	89 101 €	81 001 €	73 637 €	66 943 €	60 857 €
Cash flow acumulado	-895 300 €	-704 305 €	-530 673 €	-372 825 €	-229 328 €	-98 876 €	19 717 €	127 529 €	225 540 €	314 641 €	395 641 €	469 278 €	536 221 €	597 078 €

3º Cenário														
	Ano de Investimento	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Cash flow de exploração		225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €
Cash flow de investimento	501 500 €													
Cash flow líquido	-501 500 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €	225 895 €
Cash flow líquido atualizado	-501 500 €	205 359 €	186 690 €	169 718 €	154 289 €	140 263 €	127 512 €	115 920 €	105 382 €	95 802 €	87 092 €	79 175 €	71 977 €	65 434 €
Cash flow acumulado	-501 500 €	-296 141 €	-109 451 €	60 267 €	214 557 €	354 820 €	482 331 €	598 251 €	703 633 €	799 434 €	886 527 €	965 701 €	1 037 679 €	1 103 112 €